Prof. dr. docent. şt. ing. EMIL BOTEZ

MAŞINI-UNELTE

BAZELE TEORETICE ALE PROIECTĂRII

I. TEORIA

Ediţia a II-a, revizuită şi completată

EDITURA TEHNICĂ
Bucureşti — 1977

Scanned with CamScanner

Reeditarea lucrării in două volume a urmărit cuprinderea materialului teoretic în volumul I şi a celui de proiectare în volumul II.

Volumul I conţine teoria proiectării maşinilor-unelte avînd ca bază teoria generării suprafeţelor prin procesul de aşchiere şi teoria lanţurilor cinematice ale maşinilor-unelte.

Volumul II tratează tehnologia proiectării maşinilor-unelte avînd ca bază studiul tehnico-economic, proiectarea organologiei mecanice, hidraulice şi electrice, precum şi un capitol referitor la precizia şi fiabilitatea maşinilor-unelte privite prin prisma proiectantului.

Lucrarea se adresează inginerilor şi tehnicienilor proiectanţi de maşini-unelte, cercetătorilor şi studenţilor de la facultăţile de specialitate din învăţămîntul tehnic superior.

223433

BIBLIO[illegible]TEANA
Nr, inv. 223·433

Redactori: ing. VASILE BUZATU
ing. VICTORIA POPESCU
Tehnoredactor: VALERIU MORĂRESCU
Coperta: BOITOR MIHAI

Bun de tipar: 24.03.1977. Coli tipar: 35,75. ediţia întîia: 1969. Tiraj 9500+20+75 exemplare legate. C.Z. 621.9

Tiparul executat sub comanda nr. 981 la Intreprinderea Poligrafică „13 Decembrie 1918" str. Grigore Alexandrescu nr. 89—97 Bucureşti, Republica Socialistă România

PREFAȚĂ

*În Directivele Congresului al XI-lea al Partidului Comunist Român se acordă o deosebită importanță dezvoltării industriei constructoare de mașini, dezvoltării și modernizării construcției de mașini-unelte în concordanță cu tendințele de perspectivă ale progresului științei și tehnologiei pe plan mondial, arătîndu-se că: „Producția de mașini-unelte pentru prelucrarea metalului se va dezvolta prin extinderea fabricației mașinilor-unelte de mare capacitate și productivitate, a mașinilor-unelte specializate, a liniilor agregat. O atenție deosebită se va acorda realizării de noi tipuri de mașini-unelte, care să încorporeze aparatură electronică de comandă și reglare fabricată în țară" *.*

Ținînd seama de nivelul de cunoaștere al actualilor proiectanți de mașini-unelte și apreciind viitorul în acest domeniu, autorii au considerat necesar ca la noua ediție să se renunțe la unele elemente depășite, descriptive, care, fiind în mod obișnuit cunoscute în proiectare, nu se impun a fi repetate, considerare ce a permis introducerea unor elemente noi în lucrare, ca de exemplu cele privind precizia mașinilor-unelte și automatica acestora.

Mai mult, lucrarea în noua ediție, conține într-un volum mai mic de text, o cantitate mai mare de informații și, sperăm, de calitate superioară, utilizabilă imediat și direct în calculul și proiectarea mașinilor-unelte. Pentru atingerea acestui scop, autorii au recurs la redistribuirea conținutului lucrării pe criteriul logic că în primul rînd este necesară cunoașterea teoriei, pentru ca în al doilea rînd să se poată trece la proiectarea mașinilor-unelte, logică valabilă de altfel pentru oricare alt tip de mașină, aparat sau utilaj.

Printre cele urmărite la publicarea noii ediții, trebuie amintit și faptul deloc de neglijat că apariția lucrării în două volume, în loc de trei, scurtează timpul în care aceasta poate fi pusă la îndemîna celor interesați.

* * *

Primul volum, privind teoria mașinilor-unelte, conține cea mai mare parte a fostelor două volume ale primei ediții, cu dezvoltarea în oarecare măsură a părții de automatică și programare numerică.

Al doilea volum, în noua formă de prezentare, conține un capitol nou privind metodologia elaborării Studiului tehnico-economic (S.T.E.), studiu care stă la baza justificării oricărui proiect și din analiza căruia rezultă complexitatea muncii de proiectare în sectorul de mașini-unelte.

Un alt capitol se referă la sinteza și analiza unor mașini-unelte recent proiectate și realizate de industria constructoare de mașini din țară și din străinătate.

---

* Directivele Congresului al XI-lea al Partidului Comunist Român cu privire la planul cincinal 1976—1980 și liniile directoare ale dezvoltării economico-sociale a României pentru perioada 1981—1990. București, Editura politică, 1974.

Scanned with CamScanner

În fine, un capitol cu totul nou și original se referă la Precizia mașinilor-unelte, problemă cheie în realizarea unor mașini-unelte de calitate superioară, care, la rîndul lor, să poată asigura produse competitive pe plan mondial. Precizia mașinilor-unelte este analizată din punct de vedere geometric, cinematic și dinamic, cu formularea unor soluții acceptate în lumea constructorilor și utilizatorilor de mașini-unelte. De asemenea, capitolul referitor la Fiabilitatea mașinilor-unelte, reprezintă o noutate în acest domeniu.

Sperînd că prezenta lucrare va fi utilă tuturor celor ce lucrează în domeniul concepției, proiectării și utilizării mașinilor-unelte, proiectanți și tehnologi, tehnicieni, ingineri și viitori ingineri, ne permitem să considerăm că aceasta va contribui la dezvoltarea și perfecționarea construcției de mașini-unelte din țara noastră, în concordanță cu sarcinile trasate în acest sector de Partidul Comunist Roman.

Autorul

Scanned with CamScanner

CUPRINS

Prefață 5

1. Premizele proiectării mașinilor unelte 11

1.1. Considerații generale privind mașina-unealtă 11

1.1.1. Definirea mașinii-unelte 11

1.1.2. Clasificarea și simbolizarea mașinilor-unelte 12

1.1.3. Ciclul de lucru și programul mașinii-unelte 15

1.2. Considerații generale privind piesa 20

1.2.1. Piesa și suprafețele ei 20

1.2.2. Teoria generării suprafețelor 24

2. Teoria lanțurilor cinematice 49

2.1. Lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte 49

2.1.1. Definirea lanțului cinematic 49

2.1.2. Clasificarea lanțurilor cinematice ale mașinilor unelte 50

2.1.3. Reprezentarea lanțurilor cinematice 53

2.2. Mecanismul și caracteristicile sale 55

2.2.1. Definire 55

2.2.2. Raportul și ecuația de transfer 55

2.2.3. Capacitatea de reglare a mecanismului 58

2.3. Lanțul cinematic și caracteristicile sale 59

2.3.1. Raportul de transfer al lanțului cinematic 59

2.3.2. Capacitatea de reglare a lanțului cinematic 60

2.3.3. Asocierea lanțurilor cinematice 61

2.3.4. Lanțuri cinematice închise 71

3. Lanțul cinematic principal 75

3.1. Caracteristicile și structura lanțului cinematic principal 75

3.1.1. Viteza de așchiere 75

3.1.2. Definirea lanțului cinematic principal 77

3.1.3. Structura lanțului cinematic principal 77

3.1.4. Caracteristicile cinematice 80

3.1.5. Mecanismul de reglare a lanțului cinematic principal 83

3.2. Mecanisme pentru reglarea discontinuă a turației 84

3.2.1. Teoria seriei de turații 84

3.2.2. Cinematica cutiilor de viteze 95

3.2.3. Teoria rețelelor de turații 116

3.2.4. Cutii de viteze combinate 129

3.2.5. Determinarea numerelor de dinți ale angrenajelor din cutiile de viteze 139

3.2.6. Transmisii prin conuri în trepte 153

3.3. Variatorii continui de turații 156

3.3.1. Caracteristicile variației continue a turațiilor 156

3.3.2. Variatorii continui mecanici 156

3.3.3. Variatorii hidraulici de turații 161

3.3.4. Variatorii electrici de turații 161

3.4. Mișcarea principală rectilinie 166

3.4.1. Lanțuri cinematice principale pentru realizarea mișcării pe traiectorii rectilinii 166

3.4.2. Caracteristicile cinematice ale mișcării principale rectilinii alternative 168

3.5. Lanțuri cinematice principale mecanice pentru mișcarea rectilinie 169

3.5.1. Mecanisme cu atoinversare 169

3.5.2. Mecanisme fără autoinversare 173

3.6. Lanțuri cinematice principale, hidraulice pentru mișcarea rectilinie 175

3.6.1. Caracteristici specifice 175

3.6.2. Structură 176

3.6.3. Cinematica pompelor și motoarelor hidraulice folosite în lanțurile cinematice principale 176

3.6.4. Reglarea și stabilitatea vitezei de așchiere pe traiectorii rectilinii 183

3.7. Lanțuri cinematice principale hidro și electromecanice 185

3.7.1. Lanțuri cinematice principale hidromecanice pentru mișcarea rectilinie 185

3.7.2. Lanțuri cinematice principale electromecanice 186

4. Lanțuri cinematice de avans 187

4.1. Caracteristicile lanțului cinematic de avans 187

4.1.1. Avansul și procesul de așchiere 187

4.1.2. Definirea lanțului cinematic de avans 192

4.1.3. Structura lănțurilor cinematice de avans 197

Scanned with CamScanner

4.2. Lanţuri cinematice de avans, mecanice 203
4.2.1. Mecanismul de ieşire 203
4.2.2. Mecanisme pentru reglarea avansului continuu 210
4.2.3. Mecanisme pentru reglarea avansului periodic 217
4.3. Sisteme hidraulice de lanţuri cinematice de avans 222
4.3.1. Caracteristici specifice 222
4.3.2. Structură 223
4.3.3. Schemele sistemelor hidraulice .. 224
4.3.4. Cinematica mecanismelor din sistemele hidraulice de avans 225
4.3.5. Stabilizarea vitezei de avans 232
4.4. Lanţuri cinematice de avans, combinate 234
4.4.1. Lanţuri cinematice de avans, hidromecanice 234
4.4.2. Lanţuri cinematice de avans, electromecanice 235
4.4.3. Lanţuri cinematice de avans, pneumohidraulice 235

5. Lanţuri cinematice de filetare 237
5.1. Filetul 237
5.1.1. Caracteristicile filetului 237
5.1.2. Natura directoarei elicoidale 241
5.2. Lanţul cinematic de filetare 242
5.2.1. Cinematica generării elicei 242
5.2.2. Structură 246
5.2.3. Reglarea lanţului cinematic de filetare 249
5.2.4. Structura cinematică a mecanismului de reglare 250
5.2.5. Filete speciale 261
5.3. Filetarea cu directoare materializată 267
5.3.1. Directoarea materializată 267
5.3.2. Filetarea pe strungurile revolver cu disc portscule 269

6. Lanţuri cinematice de detalonare 271
6.1. Geometria şi cinematica curbelor de detalonare 271
6.1.1. Detalonarea 271
6.1.2. Geometria curbelor de detalonare 273
6.1.3. Cinematica traiectoriilor de detalonare 275
6.2. Realizarea traiectoriei de detalonare 277
6.2.1. Directoarea detalonării sculelor cu Z_p dinţi 277
6.2.2. Structura lanţului cinematic de detalonare 280
6.2.3. Reglarea lanţului cinematic de detalonare 287

7. Lanţuri cinematice de rulare 291
7.1. Rularea 291
7.1.1. Scop şi definire 291
7.1.2. Cinematica mişcării de rulare .. 292
7.1.3. Curbele cicloidale 293
7.1.4. Rularea spaţială 300
7.2. Evolventa 301
7.2.1. Geometria şi cinematica evolventei 302
7.2.2. Cinematica generării profilului evolventic 304
7.2.3. Generarea prin rulare a altor curbe 309
7.3. Structura şi reglarea lanţului cinematic de rulare 310
7.3.1. Structură 310
7.3.2. Reglarea lanţurilor cinematice de rulare 313
7.4. Imprimarea prin rulare 318
7.4.1. Scop 318
7.4.2. Rularea cilindru-plan 319
7.4.3. Rularea con-plan 320
7.4.4. Rularea cu benzi 321

8. Lanţuri cinematice pentru generarea suprafeţelor complexe .. 323
8.1. Copierea 323
8.1.1. Caracteristicile geometrice şi cinematice ale generării suprafeţelor complexe 323
8.1.2. Mărimea de intrare şi generarea ei 324
8.1.3. Definirea copierii 325
8.1.4. Clasificare 326
8.2. Lanţul cinematic de copiere 330
8.2.1. Ecuaţia de transfer 330
8.2.2. Structura lanţului de copiere .. 331
8.2.3. Programul şi port-programul .. 335
8.2.4. Sesizorul 338
8.2.5. Unele probleme specifice elaborării programului maşinilor unelte de copiat 341
8.3. Sisteme de copiere continuă 344
8.3.1. Sisteme mecanice pure 344
8.3.2. Copierea pantografică 352
8.3.3. Sisteme hidraulice de copiere .. 356
8.3.4. Sisteme hidraulice de copiere după 2, 2 1/2 şi 3 coordonate 364
8.3.5. Copierea continuă cu sesizoare electrice 369
8.3.6. Sisteme de copiere pneumo-hidraulice 372
8.4. Sisteme de copiere discontinuă 374
8.4.1. Generalităţi 374
8.4.2. Sesizoare electrice cu contacte .. 374
8.4.3. Sisteme de copiere fotoelectrice 378

Scanned with CamScanner

9. Lanţuri cinematice auxiliare 385
9.1. Operaţii auxiliare 380
9.1.1. Scop 380
9.1.2. Clasificare 381
9.1.3. Caracterul reproducerii operaţiilor auxiliare 382
9.1.4. Reducerea timpului auxiliar 383
9.2. Caracteristicile funcţionale ale lanţurilor cinematice auxiliare
9.2.1. Definirea lanţului cinematic auxiliar 385
9.2.2. Caracteristici funcţionale 385
9.2.3. Acţionarea şi comanda lanţurilor cinematice auxiliare 386
9.3. Alimentarea cu piese, material în în bare sau colaci 389
9.3.1. Generalităţi 389
9.3.2. Alimentarea cu piese 389
9.3.3. Alimentarea cu materiale sub forma de bare 406
9.3.4. Alimentarea cu material din colaci 410
9.3.5. Lanţuri cinematice pentru alimentarea cu piese şi materiale din bare 411
9.3.6. Alimentarea cu piese în liniile automate de maşini-unelte 417
9.4. Alimentarea cu scule 421
9.4.1. Generalităţi 421
9.4.2. Unele caracteristici ale sculelor folosite pe maşinile-unelte 423
9.4.3. Dispozitive şi accesorii de poziţionare, fixare şi antrenare a sculelor 424
9.4.4. Alimentarea manuală cu scule individuale 430
9.4.5. Alimentarea manuală cu scule centralizate 430
9.4.6. Prereglarea şi preselectarea sculelor 435
9.4.7. Alimentarea cu scule, comandată manual 437
9.4.8. Alimentarea cu scule, cu comandă după program 438
9.5. Reglarea lanţurilor cinematice generatoare 454
9.5.1. Specificul mecanismelor de reglare 454
9.5.2. Modalităţi de acţionare pentru reglarea lanţurilor cinematice generatoare 456
9.5.3. Acţionarea manuală individuală 457
9.5.4. Acţionarea manuală centralizată 460
9.5.5. Schimbarea turaţiilor cu comandă manuală 465
9.5.6, Schimbarea turaţiilor cu comandă după program 470
9.5.7. Reglarea autoadaptivă a lanţurilor cinematice generatoare 472
9.6. Mişcări auxiliare rapide 475
9.6.1. Scop şi definire 475
9.6.2. Caracteristicile mişcărilor rapide 476
9.6.3. Deplasarea rapidă şi structura lanţului cinematic 477
9.6.4. Deplasarea unor ansambluri prin acţionare manuală 481
9.6.5. Deplasarea rapidă prin acţionare cu comandă manuală 482
9.6.6. Deplasarea rapidă cu comandă programată 486
9.6.7. Înapoierea rapidă 488
9.6.8. Structura, acţionarea şi comanda lanţului cinematic de înapoiere rapidă 488
9.6.9. Oprirea şi pornirea mişcării 491
9.7. Obţinerea preciziei dimensionale 497
9.7.1. Generalităţi 497
9.7.2. Metode şi sisteme de reglare şi oprire la cotă 504
9.7.3. Programarea manuală a cotelor 508
9.7.4. Programarea cotelor pe came .. 518
9.8. Poziţionare repetată 519
9.8.1. Scop. Definire 519
9.8.2. Divizarea 520
9.8.3. Structură şi reglare 521
9.8.4. Bazele teoretice ale poziţionării repetate 522
9.8.5. Capete şi platouri divizoare 525
9.8.6. Aplicaţii ale lanţurilor cinematice de divizare 533

10. Comanda şi programarea numerică a maşinilor-unelte 535
10.1. Comanda numerică 535
10.1.1. Scop. Definire 535
10.1.2. Tipuri de comenzi numerice .. 537
10.1.3. Obţinerea cotelor în sistemele cu circuit închis 539
10.1.4. Obţinerea cotelor în sistemele cu circuit deschis 544
10.1.5. Obţinereb cotelor prin sisteme analogice 547
10.2. Programarea numerică 549
10.2.1. Modalităţi de programare numerică 549
10.2.2. Codul Programului-Maşină .. 551
10.2.3. Programarea manuală 553
10.2.4. Programarea asistată 558

Bibliografie 569

Scanned with CamScanner

1. PREMIZELE PROIECTĂRII MAȘINILOR-UNELTE

1.1. CONSIDERAȚII GENERALE PRIVIND MAȘINA-UNEALTĂ

1.1.1. Definirea mașinii-unelte

Mașina-unealtă face parte din marea grupă a *mașinilor de lucru*, al căror scop fundamental este de a modifica forma materialului, printr-un proces tehnologic oarecare, în condiții economice optime.

Astfel, războiul de țesut transformă firele de bumbac în pînză prin procesul tehnologic de țesut, în condiții de calitate superioară și preț de cost minim. Similar, mașina-unealtă transformă o bară de oțel, prin procesul tehnologic de așchiere, în șuruburi de anumite dimensiuni și de o anumită precizie, în condiții economice mult mai avantajoase decît dacă aceleași șuruburi ar fi confecționate manual.

Transformarea barei de oțel, de formă hexagonală, în șuruburi cu cap hexagonal, prin strunjire, impune mașinii-unelte condiția de a putea realiza suprafața cilindrică a tijei șurubului ca și suprafața elicoidală a filetului său, deci condiția ca mașina să poată *genera suprafețele* în cauză, prin *procesul tehnologic de așchiere.* Pe de altă parte, șurubul trebuie să aibă o anumită precizie dimensională (a diametrului, pasului etc.), o anumită calitate a suprafețelor prelucrate și, desigur, să aibă un preț de cost cît mai redus.

Ca urmare, mașina-unealtă poate fi definită după cum urmează:

Mașina-unealtă este o mașină de lucru destinată generării suprafețelor pieselor prin procesul tehnologic de așchiere în anumite condiții de precizie dimensională, calitate a suprafeței și productivitate.

Condițiile de precizie dimensională și calitate a suprafeței conduc la mașini-unelte constructiv diferite, generînd suprafețe identice, ca de exemplu, pentru suprafețele cilindrice: strungul și mașina de rectificat rotund, iar pentru suprafețe plane: raboteza, mașina de frezat, mașina de rectificat plan etc.

Condițiile de productivitate, determinate de cantitatea de piese produse în unitatea de timp, influențează foarte mult automatica mașinii-unelte.

Scanned with CamScanner

1.1.2. Clasificarea și simbolizarea mașinilor-unelte

Marea varietate a formelor și dimensiunilor pieselor folosite în construcția de mașini, aparate și instalații, a materialelor utilizate la confecționarea acestora, a preciziei dimensionale și a calității suprafețelor prelucrate prin așchiere, precum și volumul de piese identice, ce se cer confecționate într-o anumită unitate de timp, a contribuit la apariția unei mari diversități de mașini-unelte.

O aceeași piesă, de exemplu de forma unui ax sau a unui șurub, poate fi prelucrată pe un strung normal, pe un strung revolver, pe un strung automat sau pe un strung multiaxe, tipul de strung fiind impus de volumul de piese și de timpul în care acestea trebuie confecționate.

Pe de altă parte, o suprafață plană poate fi generată prin așchiere pe șeping, pe raboteză, pe mașina de frezat sau de rectificat plan, genul de mașină fiind impus fie de dimensiunile piesei sau ale suprafeței prelucrate (șeping sau raboteză), fie de calitatea suprafeței ce trebuie să fie obținută (mașina de frezat sau de rectificat).

Enumerarea tuturor genurilor și tipurilor de mașini-unelte este dificilă și poate inutilă, datorită numărului foarte mare al acestora, existente actualmente, cît și creării de genuri și tipuri noi, corespunzătoare evoluției continue a tehnicii și științei.

Există totuși diferite moduri de clasificare a mașinilor-unelte, care au ca bază criterii mai mult sau mai puțin corespunzătoare scopului urmărit de clasificarea respectivă.

Astfel, unul dintre criteriile de clasificare este *genul operației de prelucrare* (strunjire, frezare, rectificare etc.), care permite gruparea mașinilor-unelte în: mașini de strunjit, mașini de frezat, mașini de rectificat etc. Acest mod de clasificare este de obicei completat de gruparea unor mașini-unelte după criteriul *obiectului de prelucrat;* mașini de filetat, de prelucrat roți dințate etc.

Alte criterii de clasificare se bazează pe *calitatea prelucrării* (mașini-unelte de degroșat, de finisat etc.), pe *mărimea mașinilor-unelte* (mașini-unelte grele, mari, mijlocii și mici) sau pe *gradul de automatizare* (mașini-unelte automate, semiautomate, cu comandă după program sau fără etc.).

Felul producției — individuală, de serie (mică sau mare) și de masă — este un alt criteriu de clasificare, permițînd gruparea mașinilor-unelte, după unii autori, în mașini-unelte *universale, specializate* și *speciale.* În această clasificare, mașini-unelte universale sînt cele care pot executa operații diferite pe piese diferite, mașini-unelte specializate — cele care pot prelucra piese de același fel, însă de dimensiuni diferite, iar mașinile specializate — cele care pot executa numai o anumită operație, pe o anumită piesă.

În U.R.S.S. se folosește o clasificare zecimală, elaborată de Institutul experimental de cercetări științifice pentru mașini-unelte (E.N.I.M.S.). Această clasificare redată în tabelul 1.1 împarte totalitatea mașinilor-unelte în 81 de grupe.

Scanned with CamScanner

Mașinile-unelte din fiecare grupă sînt simbolizate printr-un număr format din trei sau patru cifre, primele două fiind luate din acest tabel, iar următoarele indicînd unele caracteristici ale mașinilor.

Astfel simbolul 162 indică un *„strung normal cu înălțimea vîrfurilor de 200 mm.* Simbolizarea este completată, în unele cazuri, și cu litere (1D62, 1A62, 1K62) care reprezintă variante ale aceleiași mașini 162.

În multe țări cu industrie constructoare de mașini-unelte dezvoltată, de exemplu în R.D.G., simbolizarea se face prin 2—4 litere urmate de un număr care reprezintă caracteristica cea mai importantă a mașinii-unelte respective.

Literele semnifică caracteristici din două grupe distincte: prima literă fiind inițiala denumirii grupei de mașini-unelte, iar literele din a doua grupă — inițiala unor caracteristici specifice sau o notație convențională.

Cîteva din literele utilizate în sistemul de simbolizare folosit în R.D.G., cu semnificațiile corespunzătoare, sînt următoarele:

Prima literă

B (Bohrmaschinen) — mașini de găurit
D (Drehmaschinen) — mașini de strunjit
E (Einheiten) — unitate de lucru pentru agregate
F (Frăsmaschinen) — mașini de frezat
G (Gewindeherstellmaschinen) — mașini de filetat
H (Hobelmaschinen) — mașini de rabotat
R (Räummaschinen) — mașini de broșat
S (Schleifmaschinen) — mașini de rectificat
Z (Verzahnmaschinen) — mașini de prelucrat dantura

A doua și următoarele litere

A (Automat) — automat
H (Hydraulik) — hidraulic
I (Innen) — interior
K (Karusel) — carusel sau (Kopier) — de copiat
Ko (Koordinaten) — în coordonate
M (Mehr) — mulți
R (Revolver) — revolver sau (Radial) — radial
S (Stern) — turelă, la strungurile revolver
T (Trommel) — disc portsculă la strungurile revolver
U (Universal) — universal
Z (Zylindrische) — cilindric sau (Zahn) — dinte
W (Waagerecht) — traiectorie rectilinie sau (Wälz) — rulare
X (Spezial) — special.

Ca exemplificare, simbolul:

DK 1 000 indică un strung carusel cu platoul de 1 000 mm.

DRT 36 — strung revolver cu disc portsculă, putînd prelucra bare (ce pot trece prin gaura axului principal) cu diametrul maxim de 36 mm.

DXKH 63 — strung special, de copiat hidraulic pentru bare cu diametrul maxim de 63 mm.

EBM 6 — unitate de lucru pentru găurit cu 6 axe.

ZFWZ 500 ×5 — mașină de frezat roți dințate cilindrice, prin rulare, pentru diametrul maxim de 500 mm și modulul de 5 mm.

Scanned with CamScanner

Tabelul 1.1

Clasificarea zecimală a maşinilor-unelte ENIMS

Maşini-unelte pentru	I \ II	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Strunjit	1	Automate şi semiautomate: Monoax	Automate şi semiautomate: Multiax	Revolver	Găurit	Carusel	Normale şi frontale	Multicuţite	Specializate	Diferite
Găurit şi alezat	2	Verticale	Semiautomate: monoax	Semiautomate: multiax	Coordonate	Radiale	Alezat orizontale	Alezat cu diamant	Orizontale	Diferite
Rectificat	3	Rotund	Interior	Degroşat	Arbori cotiţi		Ascuţit scule	Plan	Rodat Lustruit	Diferite
Combinate	4	Universale	Semiautomate	Automate					Găurit şi centrat	Diferite
Roţi dinţate	5	Cilindrice (mortezare)	Conice (frezare)	Cilindrice (frezare)	Roţi melcate	Rotunjit dinţii	Filet (frezare)	Finisat roţi	Rectificat	Diferite
Frezat	6	Verticale (cu consolă)	Automate	Portal	Copiat	Verticale (fără consolă)	Fabricaţie	Universale	Orizontale	Diferite
Rabotat	7	Longitudinale: cu o coloană	Longitudinale: cu două coloane	Şeping	Mortezat	Broşat (orizontale)		Broşat (verticale)		Diferite
Tăiat	8	Retezat cu: cuţit	Retezat cu: piatră	Retezat cu: disc (frecare)	Îndreptat	Ferăstraie cu: panglică	Ferăstraie cu: disc	Ferăstraie cu: pînză		Diferite
Diferite	9	Manşoane şi ţevi	Pile	Decojit	Echilibrat					Diferite

Scanned with CamScanner

În R.S.R. se utilizează o simbolizare, de asemenea literară, completată prin caracteristica mai importantă a mașinii-unelte, după cum urmează:

SN — strung normal
SC — strung carusel
SRD — strung revolver cu disc portscule
SRT — strung revolver cu turelă
G — mașină de găurit
GC — mașină de găurit în coordonate
AF — mașină de alezat și frezat, orizontală
RE — mașină de rectificat exterior
RI — mașină de rectificat interior
RU — mașină universală de rectificat
RP — mașină de rectificat plan
RF — mașină de rectificat filet
RFC — mașină de rectificat fără centre
RD — mașină de rectificat danturile roților dințate
FU — mașină de frezat universală
FV — mașină de frezat verticală
FD — mașină de frezat dantură (cilindrică)
FUS — mașină de frezat pentru sculărie
MD — mașină de mortezat dantură
FC — ferăstrău circular
FA — ferăstrău cu mișcare alternativă
Ș — șeping

Astfel, prin următoarele simboluri, se înțeleg:

SN 320 — strung normal cu diametrul maxim de prelucrare de 320 mm.
SRD 25 — strung revolver cu disc portsculă, permițînd prelucrarea barelor cu diametrul de 25 mm.
RI 150 — mașină de rectificat interior pînă la diametrul de 150 mm.
FD 320 — mașină de frezat dantura cilindrică pînă la diametrul de 320 mm.

În celelalte țări apusene producătoare de mașini-unelte, ca Franța, Italia, Elveția, Anglia, ca și în S.U.A. și Japonia, se folosesc sisteme de simbolizare diferite, aparținînd fiecărei întreprinderi producătoare de mașini-unelte, simboluri și denumiri care scot în evidență denumirea firmei respective. De exemplu V—O Sycomatic este simbolul și denumirea unei mașini automate de prelucrat roți dințate cu cuțit-roată, produsă de firma Sykes.

1.1.3. Ciclul de lucru și programul mașinii-unelte

Ciclul de lucru

Confecționarea integrală a unei piese, plecînd de la piesa turnată, laminată sau de la materialul sub formă de bară sau bloc, necesită un număr oarecare de operații pe diferite mașini-unelte, diferite tratamente termice sau de protecție a suprafețelor, diferite operații de control etc.

Totalitatea acestora sînt consemnate în *planul de operații* (sau fișa de operații), elaborat de serviciul tehnologic, pentru piesa în cauză, pe baza desenului piesei, cu luarea în considerare a *volumului producției*, impus pe o anumită durată de timp (fig. 1.1).

Scanned with CamScanner

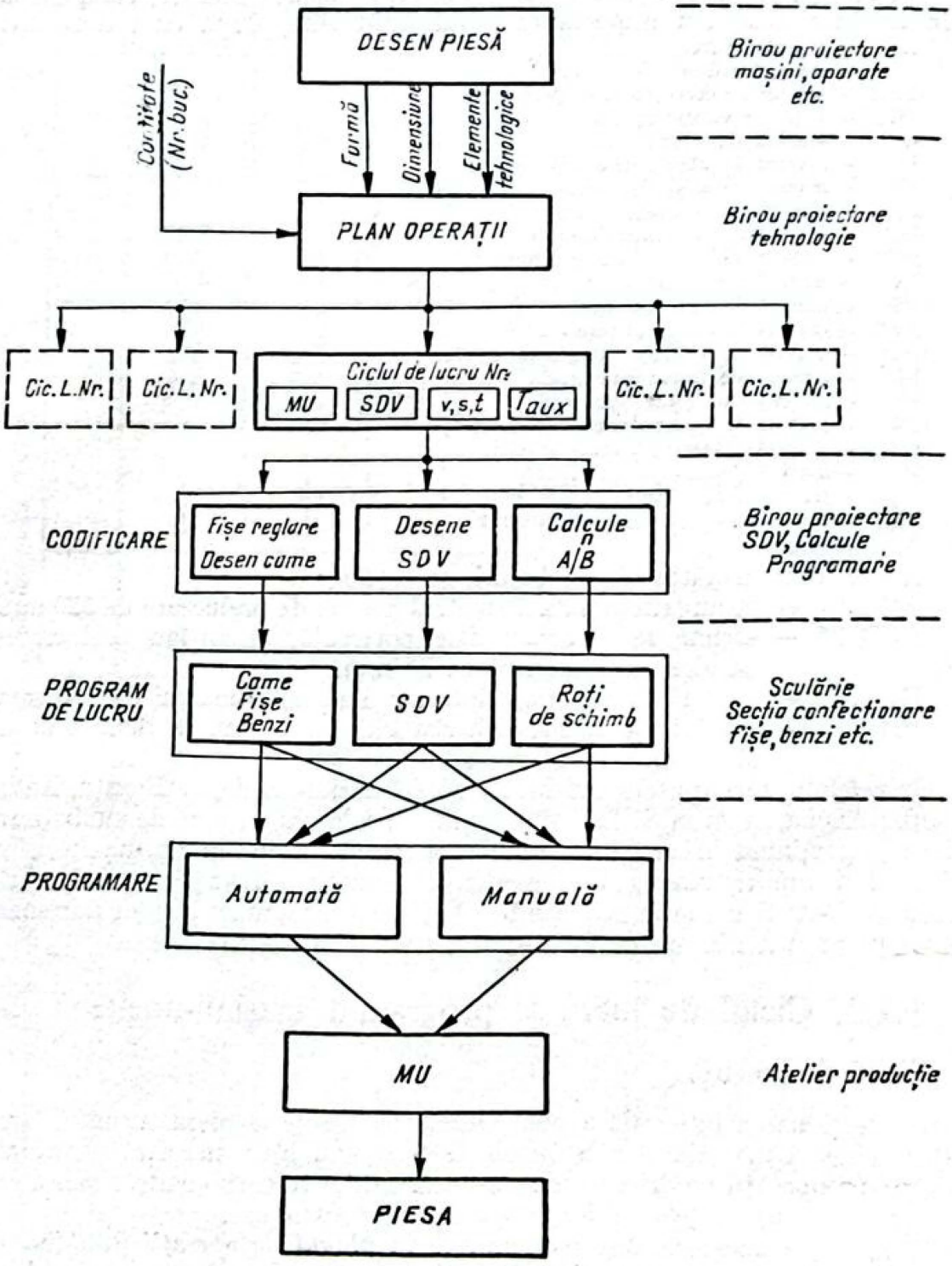


FIG. 1.1. Trecerea de la desenul piesei la realizarea ei.

Scanned with CamScanner

Desenul piesei este documentul tehnic de bază în elaborarea unei tehnologii, deoarece conține toate *informațiile* (datele) privind forma și dimensiunile suprafețelor piesei și poziția reciprocă a acestora, precum și unele informații tehnologice cu privire la calitatea materialului piesei și la tratamentul său termic, la toleranțele de execuție, la calitatea suprafețelor etc.

Planul de operații precizează operațiile de prelucrare a piesei pe diferite mașini-unelte și, eventual, în diferite instalații ca cele de tratament termic, indicînd succesiunea acestor operații, parametrii caracteristici prelucrării (viteze de așchiere, avansuri, temperaturi etc.), sculele, dispozitivele și verificatoarele necesare, precum și timpii de lucru și cei auxiliari, acordați pentru fiecare caz în parte.

Pentru un același desen al piesei, datorită volumului producției impuse, rezultă planuri de operații diferite, determinate de economicitatea maximă ce poate fi obținută prin tehnologia specifică tipului de producție respectiv.

În cadrul unui plan de operații, prelucrarea piesei pe o mașină-unealtă constă dintr-un anumit număr de operații distincte care *se succed* într-o anumită ordine și care *se repetă* identic pentru fiecare piesă, din totalitatea lotului de piese, a cărei mărime determină tipul producției.

Totalitatea operațiilor care se succed, urmînd a se repeta în aceeași ordine, pentru aceeași piesă, formează ciclul de lucru al mașinii-unelte pentru piesa în cauză. Pe baza ciclului de lucru se elaborează programul de lucru al mașinii-unelte, pentru programarea acesteia.

În cele ce urmează, se va preciza conținutul acestor termeni.

Ciclul de lucru al mașinii-unelte, pentru o piesă dată, constă dintr-un număr oarecare de operații, al căror scop, în linii mari, este de a asigura:

— alimentarea mașinii-unelte cu piese brute (sau anteprelucrate) sau cu material sub formă de bară sau bloc;

— prelucrarea propriu-zisă a unei piese, operație complexă, prin care se generează suprafețele, în totalitatea lor, sau numai a unora din acestea, prin procesul de așchiere;

— eliminarea piesei prelucrate.

Operațiile dintr-un ciclu de lucru al mașinii-unelte se pot grupa în:

— operații de generare a suprafețelor;

— operații auxiliare.

Operațiile de generare a suprafețelor piesei au loc în timpul producerii procesului de așchiere, adică în timpul în care scula și piesa se află în contact și se produc așchii, datorită existenței vitezei de așchiere.

Programul de lucru și programarea mașinii-unelte

Realizarea ciclului de lucru al unei mașini-unelte necesită pregătiri mai mult sau mai puțin laborioase, determinate de trecerea de la informațiile conținute în planul de operații la programarea (reglarea) mașinii-unelte.

Pregătirile constau, de exemplu, în determinarea sculelor (eventual chiar a profilului acestora), determinarea vitezelor de așchiere și a avansurilor,

Scanned with CamScanner

a turației axului principal sau al numărului de curse duble, în calcularea roților de schimb, elaborarea tabelului program-piesă pentru mașinile cu comandă numerică etc.

Totalitatea sculelor, a roților de schimb, a camelor, a tabelelor privind poziția manetelor cutiei de viteze, de avansuri, a cartelelor sau benzilor perforate, a șabloanelor etc., materializează programul de lucru al mașinii-unelte.

Programul, spre deosebire de planul de operații, poate fi introdus (montat) pe mașina-unealtă, astfel încît aceasta poate fi *programată* pentru a efectua ciclul de lucru dorit.

Programarea mașinii-unelte poate fi făcută în așa mod, încît ciclul de lucru să se efectueze de la complet *manual* la complet *automat*, depinzînd de gradul de automatizare al mașinii.

Astfel, la strungul normal, programarea vitezei de așchiere constă în deplasarea manuală a manetelor cutiei de viteze pentru obținerea turației care asigură viteza de așchiere necesară. La strungurile automate, aceeași manevrare a baladorilor cutiei de viteze este comandată de o camă, sau în construcțiile cu comandă numerică, de programul de pe banda sau cartela perforată, fără intervenția operatorului uman.

Codificarea ciclului de lucru

Informațiile din planul de operații, referitoare la ciclul de lucru al mașinii-unelte (schițe, semne convenționale, cifre și cuvinte), nu pot fi folosite sub această formă de către mașina-unealtă. Ele trebuie transformate, după anumite reguli denumite *coduri*, și transpuse (materializate) pe diferite elemente, denumite *portprograme*, a căror formă și construcție permite introducerea acestora pe mașina-unealtă. Aceste operații, în ansamblu, formează *codificarea informației* pe portprogram.

Ca exemplificare, se consideră informația alfa-numerică M 10 × 40 de pe desenul piesei, informație care se regăsește și în planul de operații.

Această informație simbolică conține următoarele indicații: *filet cilindric cu profil metric pe diametrul de 10 mm și pasul de 1 mm, pe lungimea de 40 mm.*

Programarea mașinii-unelte, în scopul realizării acestei informații, constă dintr-un număr relativ mare de operații pregătitoare, ca de exemplu:

— confecționarea sculei pentru profilul M 10:

— calculul roților de schimb pentru reglarea lanțului cinematic de filetare, în vederea obținerii pasului de 1 mm;

— reglarea opritorului saniei transversale în scopul realizării diametrului de 10 mm;

— reglarea opritorului căruciorului pentru obținerea lungimii filetate de 40 mm.

Ca urmare, codificarea informației M10 × 40 trebuie făcută pe diverse portprograme: scula, roțile de schimb și săniile respective.

Dacă se face referire numai la sculă, care se consideră că este un cuțit de filetat, trebuie remarcat că, codificarea informației „profil metric pentru filet cu diametrul de 10 mm (adică convențional M10)" implică, ca transfor-

Scanned with CamScanner

mare, proiectarea profilului sculei, iar ca transpunere — confecționarea cuțitului de filetat.

În acest caz, programul (de fapt un subprogram al ciclului de lucru) este *profilul muchiei* așchietoare, iar portprogramul este însăși *cuțitul.*

În cazul roților de schimb pentru filetare, necesare realizării informației „pas de 1 mm", programul constă în *raportul de transmitere* al roților de schimb, pentru determinarea cărora sînt necesare calcule corespunzătoare, portprogramul fiind materializat prin însăși *roțile de schimb* a căror confecționare și montare necesită operații specifice.

Dacă strungul posedă cutie de filete, aceeași informație „pas de 1 mm" conduce la tabelul de filete al acestei cutii, pe care este codificată grafic *poziția manetelor* pentru filetul cu pasul de 1 mm.

În cazul strungurilor automate, programarea pasului filetului poate fi codificată pe cartele sau pe benzi perforate, benzi magnetice etc. care comandă acționarea manetelor (sau baladorilor) cutiei de filete. Codificarea constă în acest caz în dispoziția găurilor, intensitatea magnetizării etc.

Ca definiție, *codificarea ciclului de lucru constă în transformarea informațiilor privind desfășurarea acestui ciclu, pe baza unuia sau a mai multor coduri, și transpunerea acestora pe diferite portprograme a căror totalitate formează programul de lucru al mașinii-unelte, pentru ciclul de lucru dat.*

Datorită diversității informațiilor și naturii portprogramelor, codificarea informațiilor ciclului de lucru necesită cunoștințe din domenii tehnice și științifice foarte diferite. De exemplu, numai codificarea formei pe sculă necesită cunoștințe privind teoria așchierii, teoria proiectării sculelor și tehnologia fabricării acestora. În cazul codificării gamei de turații, sînt necesare cunoștințe privind proiectarea și confecționarea cutiilor de viteze sau a unor instalații electrice, dacă turațiile se obțin pe cale electrică.

În prezenta lucrare nu pot fi abordate toate sistemele de codificare deoarece unele aparțin altor discipline, după cum s-a menționat în exemplele citate. Totuși, unele probleme privind codificarea comenzilor pe benzi, cartele etc. vor fi abordate pe parcurs.

Portprogramul și memoria sa

Portprogramul, după cum s-a menționat, poate avea cele mai diferite forme: scule, came, roți dințate, cartele, benzi, șabloane, modele etc.

Faptul că portprogramul conține o informație codificată, pe care apoi o redă mașinii-unelte, a condus la asemănarea acestuia cu un creier, care după cum se știe, poate înmagazina o cantitate de informație pe care o poate reda la momentul oportun.

Pe de altă parte, înmagazinarea uneia sau a unor informații în creier, numindu-se *memorizare* se consideră că și portprogramul are aceeași calitate de memorizare, adică posedă o *memorie.*

Scanned with CamScanner

Dar după cum un creier poate înmagazina o cantitate mai mare sau mai mică de informație, într-un mod mai ușor sau mai greu, poate reține informația mai mult timp sau mai puțin și, în fine, poate reda informația mai mult sau mai puțin deformată, prin analogie și portprogramul are aceleași calități sau defecte.

1.2. CONSIDERAȚII GENERALE PRIVIND PIESA

1.2.1. Piesa și suprafețele ei

Scopul funcțional al piesei

Mașinile, aparatele, instrumentele, instalațiile de orice fel și pentru orice scop constau dintr-o îmbinare judicioasă a unor elemente constructive simple, sau mai mult sau mai puțin complicate ca formă, confecționate din diferite materiale, denumite *piese*.

Piesa de deosebește de orice element din natură, prin faptul că este o creație a geniului uman. Ea este concepută și construită pentru un scop bine definit, util omului, neputînd fi suplinită de nici un element natural.

Piesele pot avea cele mai variate forme, de la cele mai simple, de exemplu, a bilei, pînă la cele mai complicate ca a blocurilor de motor, a unor matrițe de forjă, a batiurilor mașinilor-unelte și altele.

Varietatea formei piesei este determinată, în primul rînd, de *scopul funcțional* al acesteia în ansamblul agregatului din care face parte. Astfel, o piesă poate avea scopul de a îmbina alte piese între ele (șurubul, nitul etc.), de a transmite o mișcare unei altei piese sau unui mediu fluid, pulverulent, granulos etc. (roata dințată, biela, rotorul pompelor centrifugale, elicea de vapor sau de avion, melcii transportori etc.) sau de a primi mișcarea (roata dințată condusă, pistonul motorului, rotorul motorului electric, rotorul turbinelor cu abur, cu apă etc.), de a susține sau de a asigura sporadic o legătură cu o piesă (cîrligul de macara, cuiul din perete, cîrligul de tracțiune al mijloacelor de transport, nasturele de la haină etc.).

Unele piese au scopul funcțional de a asigura posibilitatea de acționare manuală a unor mașini, aparate sau obiecte, de exemplu mînerul, manivela, cheia, pîrghia, roata de mînă, pedala, butonul de sonerie, butonul întrerupătorului de lumină etc.

În toate cazurile, piesa trebuie să aibă o formă corespunzătoare pentru a asigura funcționarea acesteia în contact cu alte piese, în contact cu diferite lichide, gaze etc. sau în contact cu omul. Ca urmare, este evident că din această cauză *forma piesei, este determinată, în primul rînd, de scopul său funcțional.*

Scanned with CamScanner

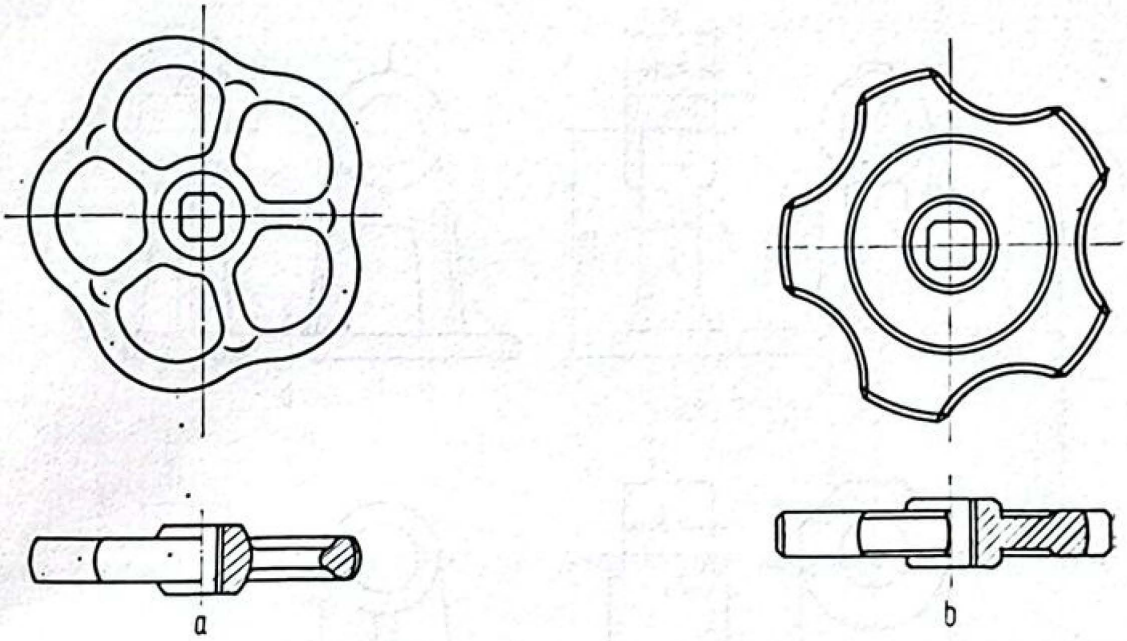


FIG. 1.2. Rotiță de robinet:
a — turnată; *b* — strunjită.

Dacă scopul funcțional al piesei determină forma fundamentală, de bază, a acesteia, forma finală a ei este influențată și de alți factori, de exemplu de dimensiunile piesei, de rezistența cerută acesteia, de tehnologia de fabricație, de economicitatea producției etc.

Astfel, o roată dințată mică se face plină, în timp ce una mare, se concepe cu spițe; un cîrlig pentru sarcini mici se construiește din sîrmă cu secțiune circulară, spre deosebire de cîrligul supus unor solicitări mari, ale cărui secțiuni diferite ca formă sînt determinate pe criterii de rezistență.

În fig. 1.2 sînt reprezentate două roți de mînă pentru manevrarea unui robinet, a căror formă finală este puternic influențată de tehnologia de fabricație (turnată, fig. 1.2, *a* și prelucrată prin așchiere, fig. 1.2, *b*), cu toate că forma funcțională, adică gaura pătrată și posibilitatea de cuprindere manuală, este identică.

Un suport de lagăr (fig. 1.3), avînd scopul funcțional de a asigura rotirea unui fus cu diametrul de 30 mm și lungimea de 40 mm la o distanță de 100 mm de bază, poate avea diferite forme finale, funcție de tehnologia de fabricație.

Suprafețele piesei și caracterul funcțional al acestora

Piesa, fiind un corp solid, este limitată de una sau mai multe suprafețe componente, distincte prin dimensiuni, forme și poziții reciproce, a căror totalitate determină suprafața piesei.

Scanned with CamScanner

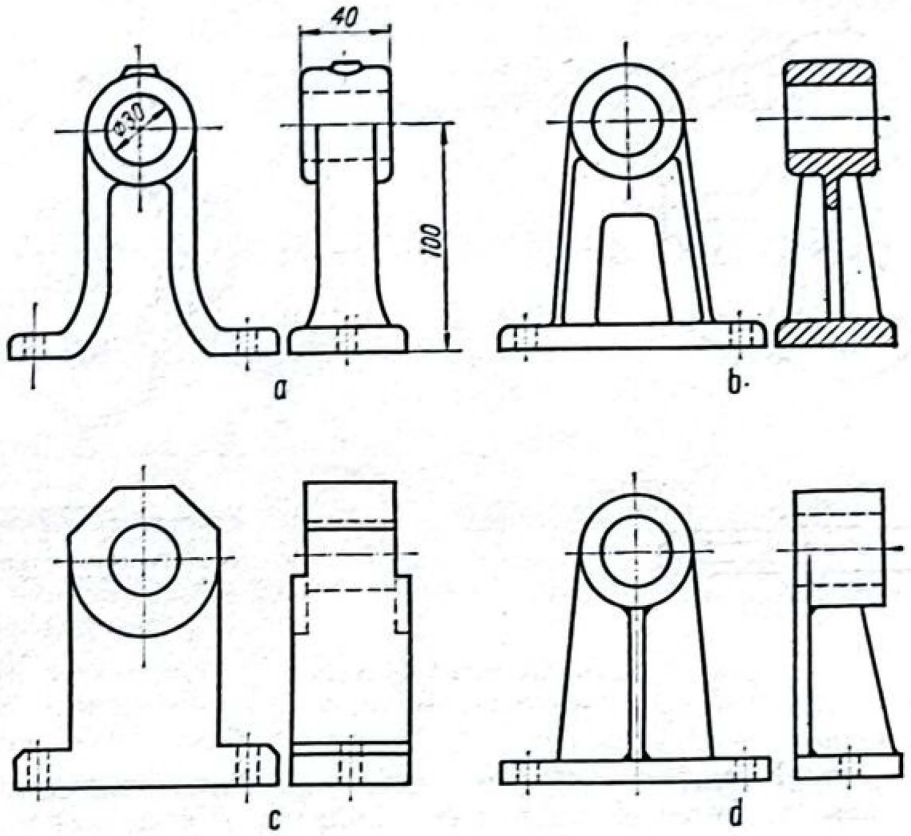


FIG. 1.3. Variante constructive ale unui lagăr:
a — forjat; *b* — turnat; *c* — prelucrat din bloc; *d* — sudat.

Bila (fig. 1.4, *a*) are o suprafață unică, de formă sferică. Cuiul conic (fig. 1.4, *b*), posedă o suprafață conică și două suprafețe calote sferice. Cuiul cilindric (fig. 1.4, *c*) are o suprafață cilindrică, două suprafețe conice și două suprafețe plane.

Șurubul cu cap hexagonal (fig. 1.4, *d*) posedă o suprafață cilindrică *1*, o suprafață elicoidală *2*, șase suprafețe plane *3*, dispuse ca fețe ale unei prisme hexagonale regulate, două suprafețe plane paralele *4* și *6*, o suprafață conică *5* și o suprafață sferică *7*.

Cu cît piesa este mai complicată ca formă, cu atît numărul și diversitatea suprafețelor este mai mare.

Formele suprafețelor componente, se încadrează în majoritatea cazurilor, între *formele geometrice plane și cele spațiale*. În multe cazuri, pot fi *suprafețe oarecare*, complexe, imposibil de exprimat analitic, de exemplu suprafața palei elicei de vapor, sau de avion, suprafața mînerului ușii, suprafața unor matrițe de forjat sau de turnat sub presiune etc.

Din punct de vedere tehnologic, suprafețele componente ale unei piese, în stare finită, se prezintă în starea rezultată din ultima fază a prelucrării sale, astfel încît o piesă finită poate avea unele suprafețe componente în

Scanned with CamScanner

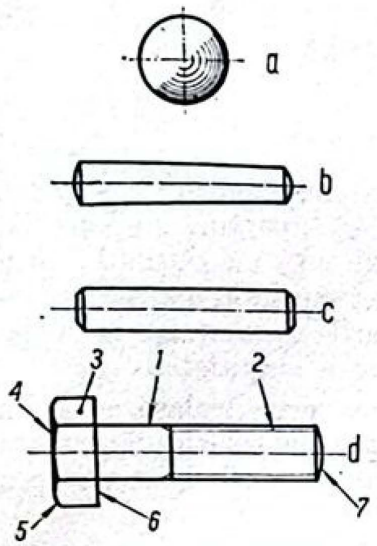


FIG. 1.4. Piese posedînd una sau mai multe suprafețe distincte.

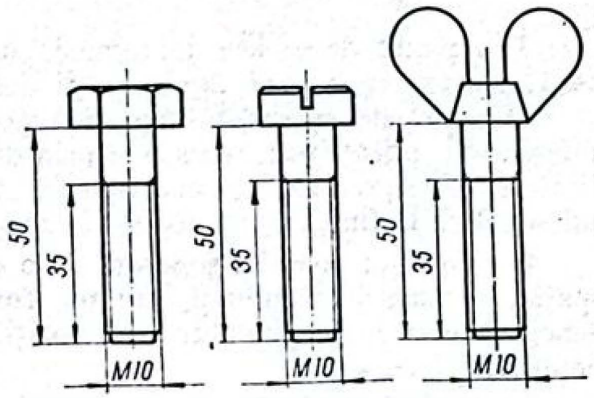


FIG. 1.5. Șuruburi identice, cu capete diferite.

stare brută (turnată, forjată, laminată, matrițată) în timp ce alte suprafețe componente ale ei, fiind rezultate în urma unor prelucrări diferite, se pot prezenta în stare finisată, superfinisată, lustruită, sau protejată prin vopsire, brunare, nichelare etc., sau durificate prin depuneri de crom etc.

Suprafețele componente ale unei piese se pot prezenta sub diferite forme și dimensiuni, din punct de vedere geometric și sub diferite aspecte, din punct de vedere tehnologic al rugozității.

Diversitatea de combinații între formele suprafețelor unei piese și rugozitate este determinată de scopul funcțional al acestora, funcție de mediu sau de suprafețele altor piese cu care suprafețele piesei în cauză vin în contact, în timpul funcționării.

În fig. 1.5 sînt reprezentate trei șuruburi identice ca dimensiuni (M10 × 50), avînd același scop funcțional de a strînge două piese între ele.

Capetele acestor șuruburi sînt diferite ca formă, deoarece scopurile funcționale ale suprafețelor respective sînt diferite. Primul trebuie să corespundă strîngerii cu cheia, al doilea strîngerii cu șurubelnița, iar ultimul manevrării cu mîna. Din această cauză, suprafețele componente ale acestei părți a șurubului au forma, dispoziția și rugozitatea corespunzătoare modului de contact dintre ele și suprafața pieselor (sau a mîinii) cu care vin în contact.

Ca urmare a exemplelor citate, rezultă că *scopul funcțional al unei suprafețe determină forma și rugozitatea acesteia.*

Întrucît suprafețele pieselor prelucrate prin așchiere se obțin cu ajutorul mașinilor-unelte, la proiectarea unei astfel de mașini este necesară studierea amănunțită a formelor geometrice ale suprafețelor ce urmează a fi realizate, precum și analiza modalității prin care aceste suprafețe pot fi generate, din punct de vedere teoretic, cît și din punct de vedere tehnic pe mașina-unealtă.

Scanned with CamScanner

1.2.2. Teoria generării suprafaţelor

Generarea teoretică a suprafeţelor

Din punct de vedere matematic suprafaţa este considerată ca o pînză fără grosime ce separă două spaţii distincte, fără să aparţină nici unuia.

O astfel de suprafaţă teoretică poate fi considerată ca obţinută prin diferite modalităţi printre care şi prin deplasarea unei curbe în spaţiu, modalitate care se pretează cel mai bine în studiul generării suprafeţelor pe maşinile-unelte. Definiţia unui astfel de mod de generare a suprafeţei este:

O suprafaţă poate fi generată de o curbă oarecare, prin deplasarea sa în spaţiu, curba schimbîndu-şi, sau nu, forma în timpul deplasării. Suprafaţa generată este locul geometric al poziţiilor succesive ale curbei, în timpul deplasării sale.

În timpul deplasării generatoarei, un punct M oarecare al acesteia, descrie o traiectorie denumită *directoare.*

Datorită cerinţelor funcţionale tehnice ale suprafeţelor pieselor, marea majoritate a lor poate fi generată de curbe generatoare şi directoare plane. Aceasta se datoreşte şi faptului important că reprezentarea pieselor în desenul tehnic se face într-un sistem de proiecţie triortogonal *xoy* (fig. 1.6) din care, prin rabaterea planului orizontal H şi lateral L, în planul vertical V, rezultă *desenul piesei.*

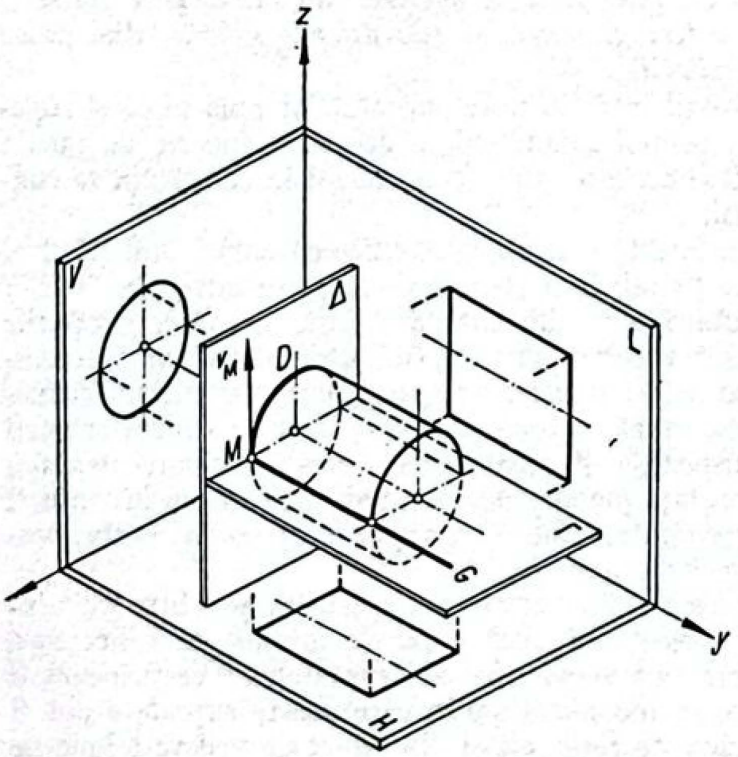


FIG. 1.6. Legătura dintre desenul tehnic şi curbele generatoare.

Tăind piesa cu două plane Γ şi Δ paralele cu planele V şi H se obţin curbele G şi D identice cu cele din planele V şi H.

Curbele G şi D pot fi generatoarea, respectiv directoarea care generează suprafaţa spaţială reprezentată în desen.

Astfel, dacă planul Γ capătă o mişcare de rotaţie în jurul axei cilindrului cu o viteză oarecare, generatoare G, care se sprijină pe directoarea D,

Scanned with CamScanner

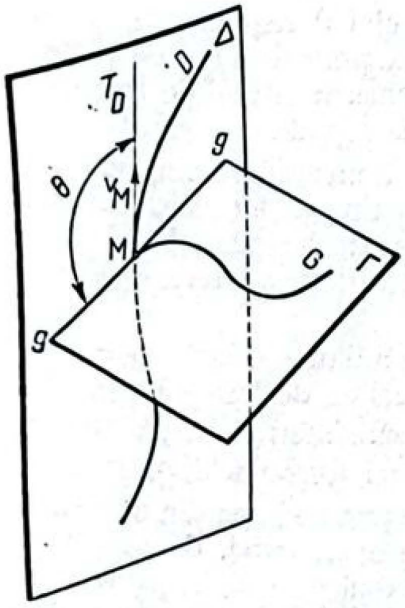


FIG. 1.7. Cazul general al generării unei suprafețe.

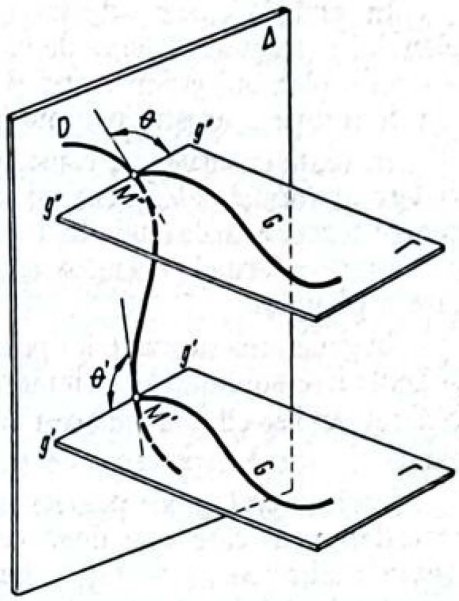


FIG. 1.8. Generarea unei suprafețe prin deplasarea planului generatoarei paralel cu el însuși.

va genera o suprafață cilindrică. Aceeași suprafață poate rezulta inversînd funcțiile pe care le au cele două curbe, cercul ca generatoare deplasîndu-se în lungul dreptei ca directoare, va genera același cilindru.

Planul Γ al generatoarei este totdeauna normal pe planul Δ al directoarei (fig. 1.7), iar urma *gg* a planului generatoarei pe planul directoarei, face unghiul θ cu tangenta T_D la directoare, în punctul de sprijin *M* al generatoarei pe aceasta.

Generarea suprafeței rezultă, prin deplasarea planului Γ pe planul Δ în așa fel, încît tot timpul acestea să fie ortogonale, iar punctul *M* al generatoarei *G* să se miște pe directoarea *D*.

Unghiul θ dintre tangenta la directoare și urma *gg* a planului directoarei poate fi constant sau variabil în timpul deplasării planului Γ.

În primul caz, θ = const, unghiul poate avea orice mărime, însă de obicei este de 90°, deci urma planului generatoarei coincide cu normala la curba directoare în punctul *M*. Datorită constanței unghiului θ, parametrii vitezei de deplasare a planului nu influențează forma suprafeței generate.

Dacă unghiul θ variază în timpul deplasării planului generatoarei, atunci forma suprafeței generate este funcție de legea de variație a unghiului θ și a vitezei de deplasare, cu excepția cazului în care cele două legi de variație au un parametru comun. În generarea suprafețelor pe mașinile-unelte, se întîlnesc două astfel de cazuri în care legea de variație a unghiului θ rezultă din condiția:

— deplasării planului generatoarei paralel cu el însăși (fig. 1.8);

— rotirii planului generatoarei în jurul dreptei δ normală pe planul directoarei și conținută (fig. 1.9), sau nu, în planul generatoarei.

Scanned with CamScanner

În ambele cazuri, deoarece mărimea unghiului θ depinde de poziția planului generatoarei, legea de variație a acestuia depinde de legea de variație a vitezei planului generatoarei și, ca urmare, parametrii vitezei de translație sau de rotație a acestui plan nu influențează forma suprafeței generate.

În toate cazurile, s-a considerat generatoare ca invariabilă din punct de vedere al formei sale. Dacă își schimbă forma în timpul deplasării, atunci, pentru toate cazurile studiate, forma suprafeței generate depinde atît de modul de variație a formei generatoarei cît și de modul de variație a vitezei de deplasare a planului.

În generarea suprafețelor pe mașinile-unelte se întîlnesc și astfel de cazuri, la generarea suprafețelor complexe. Influența vitezei de deplasare a planului generatoarei se elimină, în acest caz, printr-o deplasare intermitentă, în timpul căreia nu are loc procesul de generare a suprafeței (copierea după model).

Unele suprafețe ale pieselor nu pot fi generate prin nici una din metodele precedente, în care cele două curbe sînt curbe plane. Astfel, de suprafețe sînt cele elicoidale, suprafețele danturilor unor roți conice (eloidale, paloidale), suprafețele detalonate etc., la care directoarele sînt curbe spațiale. În majoritatea cazurilor curba directoare se poate exprima analitic într-un sistem de coordonate triortogonal sau cilindric, în care este necesar să se ia în considerare trei plane caracteristice curbelor spațiale: planul osculator P_O, planul tangent P_T și planul normal P_N (fig. 1.10) pentru a se putea preciza poziția curbei generatoare.

Intersecția planului osculator cu planul tangent determină tangenta T_D la curba directoare.

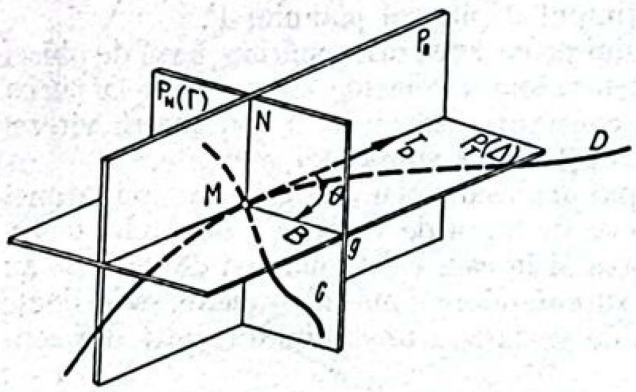


FIG. 1.9. Generarea unei suprafețe prin rotirea planului generatoarei în jurul axei.

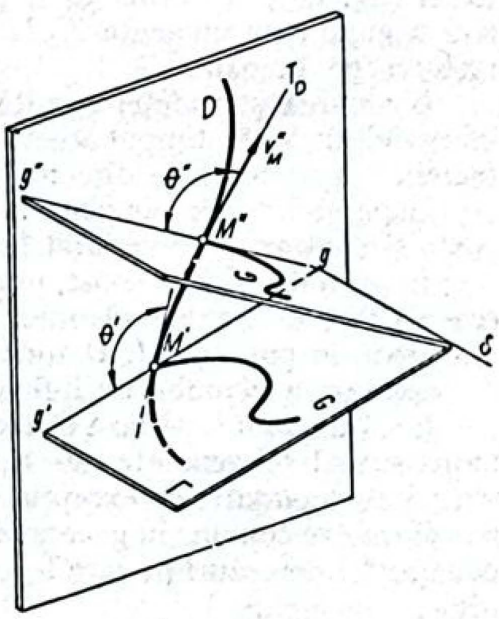


FIG. 1.10. Planul ocular P_0, tangent P_T și normal P_N la o directoare curbă strîmbă.

Scanned with CamScanner

Planul normal P_N la curbă, conține normala N la curbă, rezultată ca intersecție între aceasta și planul osculator P_O, precum și binormala B, ca intersecție cu planul tangent P_T.

Dacă în planul normal se află o curbă generatoare G care trece prin punctul M de intersecție a celor trei plane, atunci prin deplasarea acestui triedru osculator se va genera o suprafață, avînd ca directoare curba spațială D și ca generatoare curba plană G.

În acest caz, planul tangent P_T are rolul planului Δ al directoarei D din fig. 1.7, iar planul normal P_N pe acela al planului Γ al generatoarei G. Binormala B corespunde liniei de intersecție gg dintre cele două planuri.

Datorită faptului că tangenta T_D la curba generatoare este totdeauna normală pe planul normal, deci unghiul acesta și intersecția gg a celor două plane este totdeauna drept, unghi corespunzător unghiului θ din cazul generării cu directoare, plană generarea suprafeței se încadrează în cazul deja studiat în care $\theta = 90° = \text{const}$.

Dacă unghiul θ este diferit de 90°, atunci planul generatoarei va fi diferit de planul normal, cu care se va intersecta însă, după normala N.

În ceea ce privește influența de deplasare a generatoarei, deci influența vitezei triedului osculator pe directoare, precum și constanța sau variabilitatea formei generatoarei asupra formei suprafeței generate, aceste au aceleași urmări ca și în cazul în care directoarea este curbă plană.

Generatoarea teoretică

Curbele generatoare ale suprafețelor pieselor pot avea cele mai variate forme, de la cea mai simplă — linia dreaptă (fig. 1.11, *a*) — pînă la curbe ce nu pot fi exprimate analitic (fig. 1.11, *h*).

Din punct de vedere al complexității formei generatoarelor, ele pot fi grupate în:

— curbe generatoare analitice, a căror formă este determinată de o singură curbă plană, exprimabilă analitic: dreapta (fig. 1.11, *a*), cercul (fig. 1.11, *b*), evolventa (fig. 1.11, *c*) și mai rar elipsa sau alte curbe conice sau ciclice;

— curbe generatoare compuse, în forma cărora intervin un număr oarecare de drepte și de curbe plane analitice: profilul filetului (fig. 1.11. *e*), profilul canelurii (fig. 1.11, *f*), profilul danturii cicloidale (fig. 1.11, *d*) profilul unui mîner (fig. 1.11, *g*) etc.;

— curbe generatoare neanalitice, exprimabile numai prin coordonate: profilul palelor de elice (fig. 1.11, *h*), al unor melci, al unor matrițe etc. Dificultățile de realizare practică conduce, în multe cazuri, la înlocuirea curbelor generatoare neanalitice, prin curbe generatoare compuse din arce de cerc și din drepte, care aproximează mai mult sau mai puțin curbele neanalitice.

Scanned with CamScanner

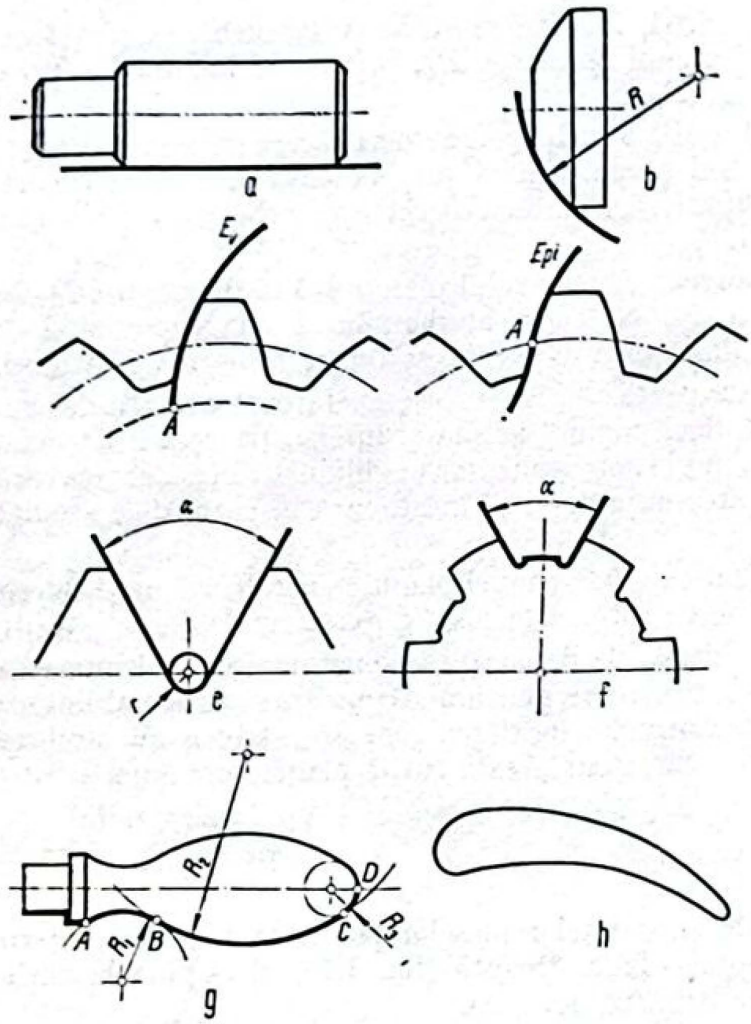


FIG. 1.11. Curbe generatoare:
a, b, c — simple; *d, e, f, g* — compuse; *h* — neanalitice.

Din punct de vedere al realizării tehnice, curbele generatoare pot fi *materializate* prin muchia aşchietoare a sculei sau pot fi obţinute pe cale *cinematică*.

Generatoarea materializată. În procesul de generare a suprafeţelor pe maşini-unelte, curba generatoare poate fi materializată prin forma muchiei aşchietoare a sculei, adică *programată pe sculă*, dacă unghiul de degajare γ este nul, sau prin proiecţia muchiei aşchietoare pe planul generatoarei, cînd unghiul γ are o valoare oarecare, diferită de zero.

În fig. 1.12 este exemplificat cazul ultim în care $\gamma \neq 0$; generatoarea G în planul său Γ are o formă curbă oarecare AMB, rezultînd ca proiecţie a muchiei aşchietoare $A'MB'$ a sculei.

În fig. 1.13 sînt exemplificate două cazuri concrete de generare a unor suprafeţe prin strunjire (fig. 1.13, *a*) şi prin rabotare (fig. 1.13, *b*) cu generatoare compuse din drepte şi din arce de cerc, materializate prin muchia aşchietoare a cuţitului de strung şi de raboteză.

Materializarea (programarea) generatoarei prin muchia aşchietoare a sculei este posibilă numai în cazurile în care lungimea acesteia nu este prea mare, deoarece cu creşterea lungimii muchiei aşchietoare, apar probleme dificil de rezolvat din punct de vedere tehnic, în ceea ce priveşte construcţia sculei şi întreţinerea ei (reascuţirea). Pe de altă parte, creşterea lungimii muchiei aşchietoare atrage după sine creşterea efortului de aşchiere, care influenţează însăşi construcţia maşinii-unelte.

Din aceste cauze, lungimea muchiei aşchietoare a sculei, în genere, nu poate materializa lungimile generatoarelor folosite, în mare majoritate a cazurilor, la generarea suprafeţelor pe maşini-unelte.

Scanned with CamScanner

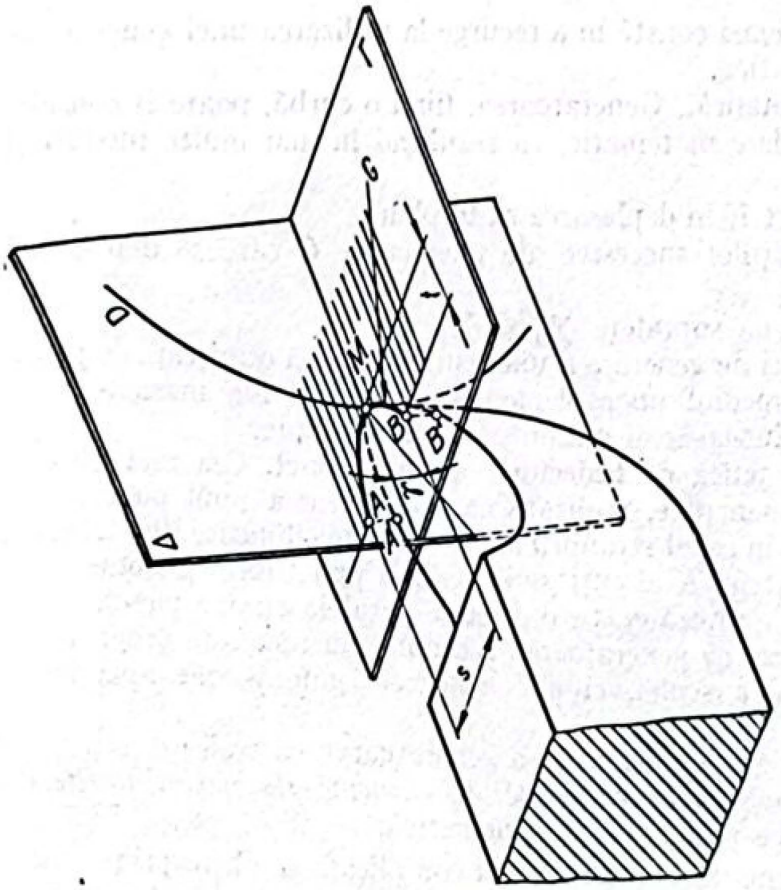


FIG. 1.12. Generatoarea materializată prin muchia așchietoare $A'MB'$.

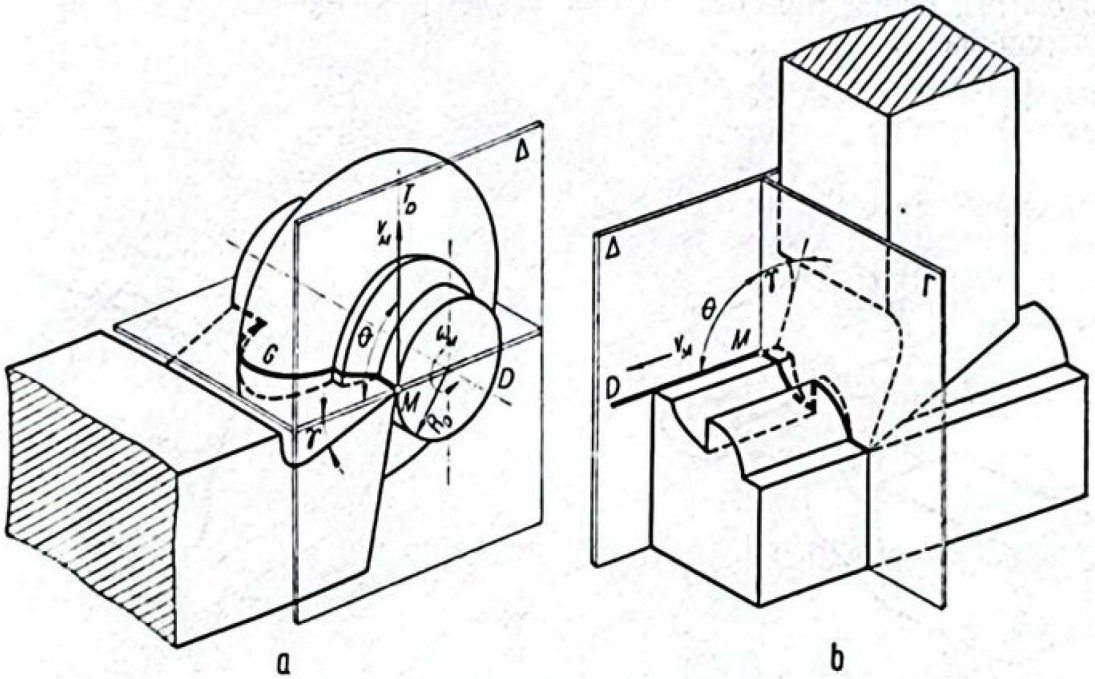


FIG. 1.13. Generatoare materializate:
a — la strunjire; *b* — la rabotare.

Scanned with CamScanner

Soluționarea problemei constă în a recurge la utilizarea unei generatoare obținută pe cale cinematică.

Generatoarea cinematică.. Generatoarea, fiind o curbă, poate fi considerată, din punct de vedere matematic, ca rezultînd în mai multe moduri și anume ca:

— urma unui punct K în deplasarea sa în plan;

— înfășurarea pozițiilor succesive ale unei curbe C care se deplasează într-un plan;

— intersecția a două suprafețe Σ_1 și Σ_2.

Primele două cazuri de generare a unei curbe implică o mișcare ce poate fi realizată prin intermediul unor elemente cinematice ale mașinii-unelte cum sînt mecanismul fus-lagăr și mecanismul ghidaj-sanie.

Generatoarea cinematică ca traiectorie a unui punct. Cea mai simplă dintre generatoarele cinematice, realizate ca traiectorie a unui punct, este generatoarea rectilinie, în cazul strunjirii unei suprafețe cilindrice (fig. 1.14, *a*). Teoretic, se consideră vîrful K al cuțitului, ca fiind punctiform și dotat cu o mișcare de translație, de viteză v_k, pe o direcție paralelă cu axa piesei.

Trebuie de remarcat că generatoarea rectilinie nu mai este programată pe muchea aşchietoare a sculei, ci pe elementele ghidaj-sanie aparținînd mașinii-unelte.

Ca urmare, în realizarea cinematică a generatoarei, ca traiectorie a unui punct, aceasta este *programată, ca formă, pe elemente ale mașinii-unelte* de pe care se transpune pe piesă, pe cale cinematică.

Generatoarele cinematice, cu forme mai complicate se obțin prin combinarea mai multor traiectorii rectilinii și circulare, realizate de mecanismele mașinii-unelte.

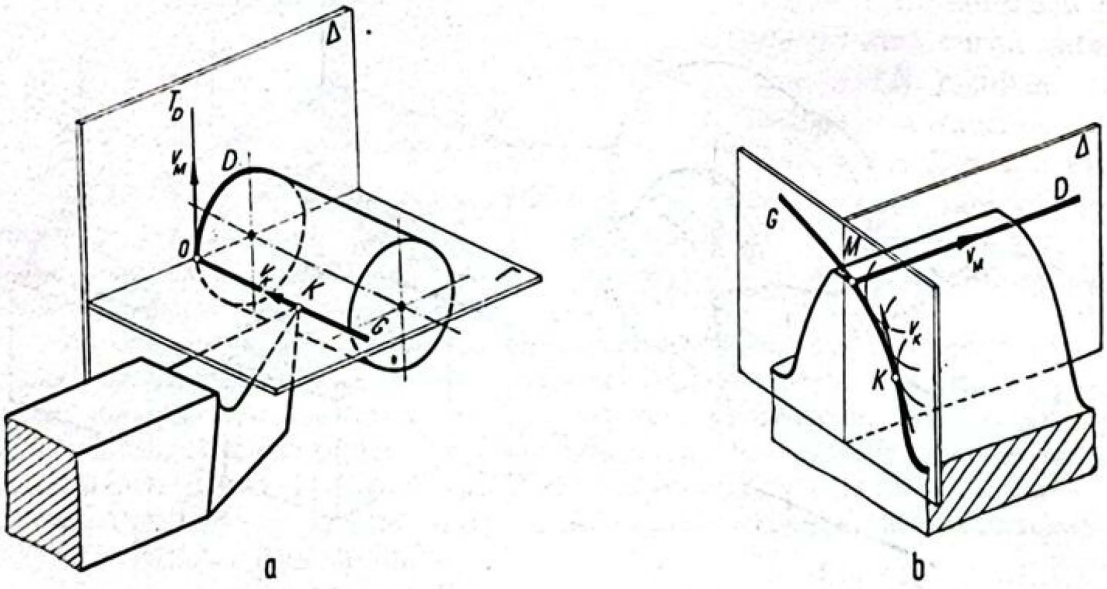


FIG. 1.14. Generatoare cinematice:
a — la strunjire; *b* — la mortezarea danturii.

Scanned with CamScanner

BIBLIOTECA UNIVERSITATEA TRANSILVANIA BRAȘOV

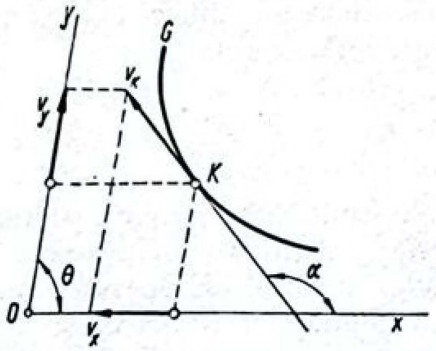


FIG. 1.15. Reprezentarea unei curbe într-un sistem de coordonate oarecare.

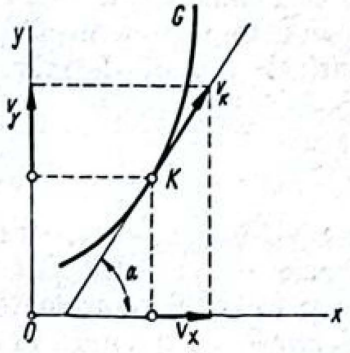


FIG. 1.16. Reprezentarea unei curbe într-un sistem de coordonate ortogonale.

Astfel, o curbă generatoare G dată, într-un sistem de coordonate oarecare (fig. 1.15) poate fi parcursă de un punct K cu o viteză v_k constantă sau variabilă ca mărime și sens.

Proiecțiile vitezei pe axele de coordonate, vitezele v_x și v_y pot fi considerate componentele lui v_K în sistemul de coordonate ales, și ca urmare parcurgerea curbei G de către punctul K, adică realizarea cinematică a traiectoriei G, este determinată de realizarea vitezelor v_x și v_y în condițiile impuse de sistemul de coordonate.

Sistemele de coordonate, folosite în tehnică, sînt ortogonale sau polare, datorită în primul rînd condițiilor de reprezentare tehnică a suprafețelor, și deci și de reprezentare a curbelor generatoare, pe desenul tehnic, precum și posibilităților tehnice de a programa și de a obține, cu mai multă economicitate și precizie, mișcări pe traiectorii rectilinii și circulare, utilizînd în acest scop cuplele cinematice *ghidaj-sanie*, respectiv *fus-lagăr*.

Într-un sistem de coordonate ortogonale (fig. 1.16), generarea cinematică a curbei G de către punctul K, materializat de exemplu prin vîrful unui cuțit care se deplasează cu viteza v_k, poate fi obținută prin compunerea mișcărilor de pe direcțiile x și y, ale căror viteze sînt egale cu proiecțiile vitezei v_k pe aceste direcții.

Între cele două viteze v_x și v_y există, în orice momont, relația

$$\frac{v_y}{v_x} = \operatorname{tg} \alpha,$$

în care mărimea unghiului α depinde numai de forma geometrică a curbei G, relația fiind independentă de mărimea vitezei v_k.

Din punct de vedere cinematic, pentru construcția de mașini-unelte această remarcă este foarte importantă, deoarece datorită ei, mărimea vitezei v_k sau a unei componente a ei, de exemplu v_x, poate fi impusă, ca mărime a vitezei de avans sau a vitezei de așchiere.

223.433

Scanned with CamScanner

În coordonate polare (fig. 1.17), generatoarea cinematică G poate fi realizată, prin compunerea mișcării de rotație, de viteza unghiulară ω_K cu mișcarea de translație radială de mărime v_R, condiționată de relația

$$\frac{v_K}{\omega_K} = \rho_K \operatorname{tg} \alpha,$$

deoarece v_R și $\omega_K \rho_K = v_N$, sînt componentele, radială și normală pe raza ρ_K, ale vitezei v_K cu care punctul K descrie generatoarea cinematică G.

Ca și în cazul coordonatelor ortogonale, punctul K se poate deplasa pe traiectorie cu o viteză oarecare, necondiționată de forma acesteia și, ca și în cazul precedent, pe aceleași considerente, v_K sau una din componentele ei poate avea ca mărime, mărimea vitezei de avans.

Generatoarea cinematică, ca înfășurătoare a unei curbe materializate, în mișcare. Ca exemplu tipic, poate fi considerată generarea danturii evolventice prin mortezare cu cuțit-roată (v. fig. 1.14, *b*), caz în care curba C, care prin deplasare generează profilul dintelui, este muchia așchietoare a unui dinte al cuțitului-roată. Mișcarea relativă dintre piesă și cuțitul-roată este asigurată de elemente ale mașinii-unelte.

Ca urmare, rezultă că în cazul generatoarei cinematice ca înfășurătoare a unei curbe materializate, intervine forma curbei programată pe muchia așchietoare a sculei, precum și forma traiectoriei mișcării (în acest caz o combinare de mișcări circulare), programată pe elementele de tip fus-lagăr ale mașinii-unelte.

În cazul general, înfășurătoarea (fig. 1.18) este curba G tangentă la o altă curbă C în punctele K_1, K_2, ..., K_n, care prin deplasare capătă pozițiile C_1, C_2, ..., C_n.

Pentru aceeași curbă C, înfășurătoarea sa G poate avea o infinitate de forme, depinzînd de legea de mișcare a curbei C. Această lege poate fi impusă, dacă un punct oarecare Q al curbei C este obligat să se deplaseze pe o traiectorie b, cu o viteză tangențială v_Q și o viteză unghiulară ω_Q.

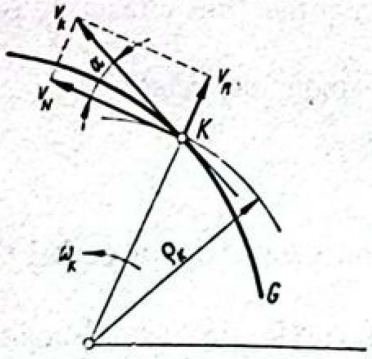


FIG. 1.17. Reprezentarea unei curbe într-un sistem de coordonate polare.

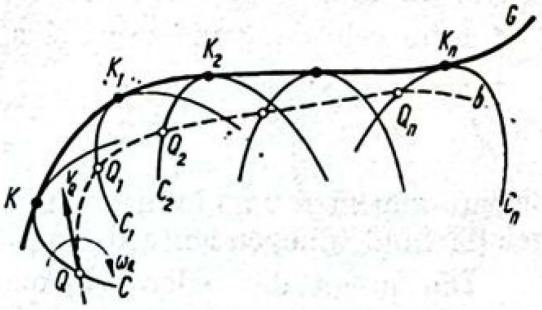


FIG. 1.18. Generatoare ca înfășurătoare a unei curbe materializate, în mișcare.

Scanned with CamScanner

Problema inversă, care interesează generarea suprafețelor pe mașinile-unelte: determinarea curbei C, pentru o înfășurătoare G dată, nu are în genere o soluție unică, deoarece forma curbei C depinde de legea mișcării și de forma traiectoriei unui punct al său a căror alegere poate fi arbitrară. Din această cauză, pentru determinarea curbei C, se introduc unele limitări în ceea ce privește forma traiectoriei b și a relațiilor dintre vitezele v_Q și ω_Q.

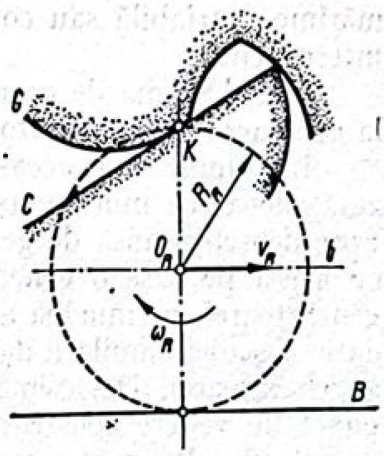


FIG. 1.19. Generatoare generată prin rulare.

Traiectoria b se alege, în genere, de formă rectilinie sau circulară (fig. 1.19) dictată de posibilitățile de realizare a acesteia prin mecanismele ghidaj-sanie și fus-lagăr ale mașinii-unelte.

Pe traiectoria b, urmează să se deplaseze centrul O_R al unui cerc de rază R_R, denumit *rulantă*, care va fi solidară cu curba C încă necunoscută.

Rulanta se deplasează cu o viteză v_R și se rotește cu viteza unghiulară ω_R.

Raportul dintre aceste două viteze determină mărimea razei R_B a rulantei.

$$\frac{v_R}{\omega_R} = R_R$$

astfel încît, ca să ruleze fără alunecare pe o dreaptă B denumită *bază*.

Dacă centrul rulantei se deplasează pe o traiectorie circulară, condiția rulării ei fără alunecare pe cercul de bază, de rază R_B este impusă de relația

$$\frac{\omega_B}{\omega_R} = \frac{R_R}{R_B}$$

rezultată din expresia precedentă, în care viteza v_R este egală cu $\omega_B R_B$, ω_B fiind viteza unghiulară de deplasare a centrului O_R al rulantei.

Curba C, mereu tangentă la generatoarea cinematică G, se determină ca *conjugata curbei generatoare* prin una din metodele cunoscute.

Deci, pentru obținerea unei generatoare cinematice, ca înfășurătoarea unei curbe, este necesar ca pe muchia așchietoare a sculei să fie programată forma curbei C, conjugată curbei generatoare G și să se deplaseze printr-o mișcare de translație și de rotație ale căror viteze trebuie să îndeplinească condiția,

$$\frac{v_R}{\omega_R} = R_R.$$

Se constantă, ca și în cazurile precedente, că mărimea, sensul și constanța vitezei v_R nu influențează forma generatoarei obținute, atît timp cît egalitatea de mai sus este respectată, ceea ce permite, și în acest caz, ca viteza v_R, considerată de exemplu ca viteză de avans, să poată avea orice

Scanned with CamScanner

mărime, variabilă sau constantă, mișcarea de avans putînd fi continuă sau intermitentă.

Ținînd seama de cazurile analizate, se impun cîteva concluzii cu privire la generarea cu înfășurătoare cinematică.

În primul rînd, aceasta se aseamănă generării cu generatoare materializată, deoarece muchia așchietoare a sculei are o formă bine determinată. Spre deosebire însă de generatoarea materializată, forma ei nu este identică cu aceea pe care o generează, ci este *conjugata* sa. Programarea conjugatei generatoarei, pe muchia așchietoare a sculei, ridică probleme tehnice de execuție a sculei, similare dar mai complexe, decît în cazul programării directe a generatoarei. De asemenea, mărimea curbei conjugate este limitată, din punct de vedere constructiv, la dimensiunile maxime admisibile ale sculei.

Pe de altă parte, din punct de vedere al efortului de așchiere, sculele cu profil conjugat sînt mai avantajoase, deoarece muchia așchietoare a acestora ia contact cu materialul piesei din aproape în aproape și nu dintr-o dată pe toată lungimea muchiei cum se întîmplă la sculele cu generatoare materializată prin muchia așchietoare.

În al doilea rînd, necesitatea mișcărilor de rotație și de translație, pentru realizarea generatoarei cinematice ca înfășurătoare, complică cinematica și construcția mașinii-unelte și impune efectuarea de calcule pentru determinarea roților de schimb pentru reglarea mașinii, calcule de multe ori laborioase și dificile.

Cu toate acestea, în unele cazuri este singura metodă care permite obținerea unor curbe generatoare teoretice, de exemplu evolventa, de foarte mare utilitate tehnică în generarea danturilor roților dințate.

Metoda obținerii generatoarei cinematice sub formă de înfășurătoare a unei curbe este denumită și *metoda generării prin tangente*, denumire justificată prin faptul că în fiecare punct de contact între curba generată și curba generatoare, tangenta este comună.

Altă denumire a acestei metode, care va fi folosită în cuprinsul lucrării, este *metoda generării prin rulare*, subînțelegîndu-se *rulare fără alunecare*. Această denumire este considerată mai adecvată, deoarece noțiunea de rulare conține însăși procesul cinematic de realizare a curbei generatoare.

Generatoare cinematică cu comandă programată. Cele două metode cinematice de realizare a generatoarei, folosind programarea formei pe elemente ale mașinii-unelte sau combinînd acestea cu programarea unei curbe conjugate pe muchia așchietoare a sculei, nu permit totdeauna obținerea unor generatoare avînd forme mai complicate; din această cauză, în realizarea acestora se folosește un *element suplimentar* mașinii-unelte, denumit șablon, model și, în general, *portprogram* pe care se face, codificat sau nu, *programarea* formei generatoarei.

Spre deosebire de elementele fus-lagăr și ghidaj-sanie, elementul suplimentar, în cazul prezent, nu aparține, mașinii-unelte, el fiind confecționat, de la caz, la caz, funcție de forma generatoarei, fie în sculării (șabloane, modele, came), fie în birourile de proiectare a tehnologiei (cartele și fișe perforate

Scanned with CamScanner

etc.). El se mai caracterizează și prin faptul că poate fi introdus (montat) cu ușurință pe mașina-unealtă.

La intrarea în funcțiune a mașinii-unelte, programul de pe portprogram este citit de un *sesizor* adecvat, care transformă semnalele citite în impulsuri de comandă a lanțului cinematic de copiere.

Directoarea teoretică

Prin definiție, directoarea este traiectoria unui punct al generatoarei, ales arbitrar sau impus de anumite cerințe. Traiectoria directoarei se realizează cu ajutorul mecanismelor fus-lagăr și ghidaj-sanie, și, ca urmare aparține mașinii-unelte.

Directoarea este, prin esență, de tip cinematic, dar există și excepții, putînd fi programată (materializată) pe sculă sau programată pe diverse tipuri de portprograme ca și în cazul generatoarei.

Spre deosebire de generatoare, care în generarea suprafețelor pe mașinile-unelte este totdeauna o curbă plană, directoarea poate fi și o curbă spațială de exemplu elicea.

Din punct de vedere al complexității, și directoarele se pot grupa în:

— curbe directoare analitice, determinate printr-o curbă matematică plană sau spațială: cerc, dreaptă, spirală arhimedică, elipsă, pătrat, elice cilindrică sau conică etc.

— curbe directoare compuse, în genere, din diferite curbe (detalonarea în genere, detalonarea pe elice etc.) și mai rar din combinare cu drepte (decojirea lingourilor pătrate);

— curbe directoare neanalitice, realizabile prin transpunere (imprimare) sau prin programare.

Directoarea materializată. Construcția unor scule pentru mașinile-unelte permite, pe lîngă materializarea generatoarei prin muchia așchietoare a ei, să fie materializată și directoarea, adică aceste scule permit programarea simultană a generatoarei și a directoarei.

O astfel de sculă este tarodul, la care directoarea, elice cilindrică, este materializată prin elicea filetului său. Pentru generarea suprafeței elicoidale a filetului piuliței cu ajutorul tarodului, este suficientă numai o mișcare de rotație a acestuia sau a piuliței. Datorită formei muchiilor așchietoare ale părții active a tarodului, muchii care reprezintă materializarea generatoarei, canalul elicoidal al piuliței capătă forma corespunzătoare.

Pasul filetului și diametrul acestuia sînt asigurate prin forma elicoidală a tarodului. Viteza de rotație a lui este determinată de asigurarea vitezei de așchiere, în scopul realizării condițiilor cerute de procesul de așchiere.

Alte scule, avînd programate prin materializare directoarele, sînt: filiera, broșa, alezorul, burghiul etc. La broșă, directoarea este rectilinie; la alezor și la burghiu, directoarele sînt circulare.

Directoarea cinematică. Curbele directoare se obțin în majoritatea lor, pe cale cinematică, folosind mecanismele fus-lagăr și ghidaj-sanie, deci ca

Scanned with CamScanner

traiectorii circulare și rectilinii din combinarea cărora pot rezulta un număr mare de curbe plane și spațiale.

Directoarea cinematică poate fi generată ca:
— traiectorie a unui punct;
— înfășurătoare a unei curbe cinematice;
— imprimată prin rulare;
— programată.

Directoarea cinematică ca traiectorie a unui punct. Traiectoria directoare circulară D (v. fig. 1.13, *a*) se poate considera ca rezultînd prin deplasarea punctului M al generatoarei G, cu viteza unghiulară ω_M la distanța R_D de axa de rotație.

Similar, traiectoria directoare rectilinie D (fig. 1. 13, *b*) se poate considera ca rezultînd prin deplasarea punctului M pe o direcție rectilinie, cu viteza v_M.

Acest mod de a vedea generarea directoarei se datorește faptului că atît mecanismul fus-lagăr, cît și mecanismul ghidaj-sanie, asigură obținerea traiectoriilor directoare respective numai ca formă. Mărimea și poziția în spațiu a directoarei depinde de poziția (coordonatele) punctului M al generatoarei, în raport cu axa de rotație, în cazul directoarei circulare, și în raport cu ghidajul, în cazul directoarei rectilinii.

Pe de altă parte, pentru generarea aceleiași suprafețe, folosind aceeași generatoare, mărimea și poziția în spațiu a traiectoriei directoare poate fi diferită (nu însă și forma ei) în funcție de considerarea unui anumit punct dintre punctele generatoarei, ca punct M de sprijin pe directoare.

Generarea suprafeței implică deplasarea generatoarei pe traiectoria directoare, deci existența unei viteze v_M (respectiv $\omega_M R_D$) a cărei mărime și sens nu sînt impuse, după cum mișcarea pe aceeași traiectorie directoare poate fi continuă sau nu.

Aceste proprietăți ale generării permit ca viteza de deplasare v a generatoarei pe directoare să poată fi aleasă în concordanță cu necesitățile tehnologice ale procesului de așchiere și anume ca mărime a vitezei de așchiere.

Multe curbe directoare plane sau spațiale se obțin cinematic prin combinarea traiectoriilor circulare și rectilinii, de exemplu: spirala arhimedică, elicea, curbele epicicloidale spațiale etc.

Directoarea cinematică ca înfășurătoare a unei curbe cinematice. În unele cazuri, în special la frezare, directoarea cinematică D rezultă ca înfășurătoare a unor curbe cicloidale C (fig. 1.20) directoarea fiind plană, rectilinie (fig. 120, *a*) sau curbilinie (fig. 1.20, *b*), oricît de complexă ca formă, sau spațială de formă oarecare (fig. 1.21).

Spre deosebire de generatoarele cinematice, realizate prin înfășurătoarea unei curbe materializate de forma muchiei așchietoare, deci programată pe sculă, în cazul directoarelor cinematice, curba a cărei înfășurătoare este directoarea este programată pe elemente ale mașinii-unelte (ghidaj-sanie sau fus-lagăr) și transpusă pe cale cinematică ca generată de punctul M de sprijina al generatoarei pe directoare (fig. 1.22).

Scanned with CamScanner

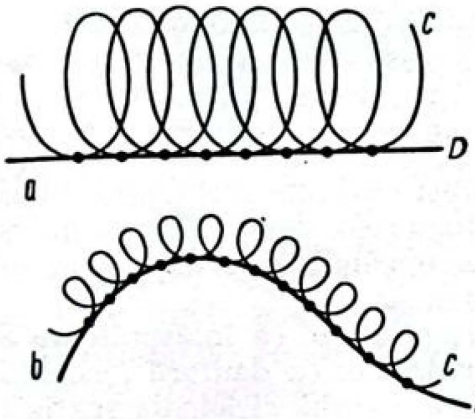


FIG. 1.20. Directoarea ca înfășurătoare a unor curbe plane.

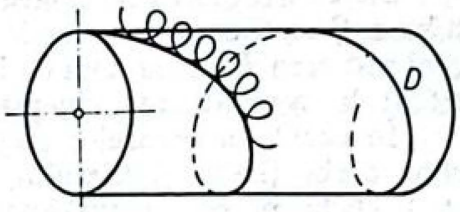


FIG. 1.21. Directoarea ca înfășurătoare a unor curbe cicloidale spațiale.

Punctul M este deci un punct oarecare al muchiei așchietoare a sculei, el rotindu-se cu viteza unghiulară ω_R egală cu viteza ω_S a sculei. Centrul de rotație O_R al sculei se deplasează cu o viteză v_u. Din compunerea acestor mișcări, rezultă traiectoria curbă C de formă cicloidală *mAnoAMB...*, tangentă în punctele M la directoarea D.

Deci, directoarea D, generată cinematic, rezultă ca înfășurătoarea curbei cicloidale alungite C.

Ca și în cazul generatoarelor de acest gen, curba C se obține prin rularea rulantei de rază R_R pe o curbă B, denumită bază. Pentru rularea (fără alunecare) a rulantei pe bază este necesară egalitatea

$$v_R = R_R \omega_R.$$

Cum viteza relativă v_u de deplasare a axei sculei, în raport cu suprafața generată, este egală cu v_R, iar $\omega_R = \omega_S$, egalitatea de mai sus devine

$$v_u = R_R \omega_S,$$

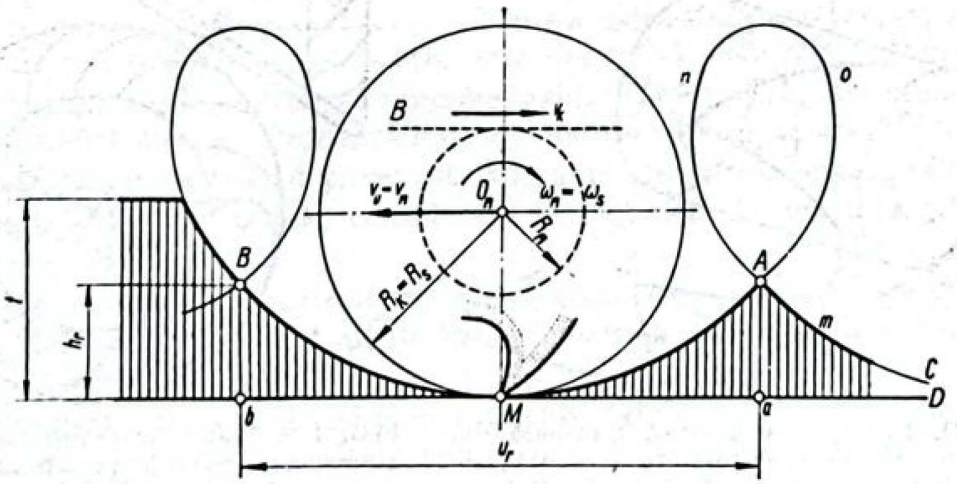


FIG. 1.22. Directoarea ca înfășurătoare a unei curbe cicloidale alungite.

Scanned with CamScanner

de unde rezultă mărimea razei rulantei

$$\frac{v_u}{\omega_S} = R_R.$$

Dacă directoarea cinematică generată în acest mod este curbilinie, atunci și baza B va fi curbilinie, iar în expresia raportului celor două viteze va interveni atît raza R_B a cercului de bază, cît și viteza unghiulară ω_B, după cum s-a arătat la generatoarea cinematică obținută similar.

În cazul directoarelor cinematice spațiale, rezultate ca înfășurătoare a unor curbe (frezarea filetului, frezarea roților dințate cu dantură înclinată etc.), curba pe care o înfășoară directoarea este o curbă cicloidală spațială din planul osculator (v. fig. 1.10).

Directoarea cinematică imprimată prin rulare. Unele traiectorii directoare cinematice spațiale, dificil de realizat prin procedeele precedente, pot fi obținute ușor printr-un procedeu de imprimare prin rulare (fig. 1.23), similar imprimării tipografice la mașinile denumite rotative.

Curba directoare cinematică D' de formă a' b' c', ..., realizată ca traiectorie a unui punct sau ca înfășurătoare a unei curbe cinematice, se imprimă prin rulare pe cilindrul (piesa) de rază R de pe planul Δ' al directoarei, sub forma curbei spațiale $abc...$ a directoarei D.

Directoarea spațială D de pe cilindru este reflectata directoarei plane D'. Astfel dacă dreapta $a'b'$ face cu normala $b'n'$ unghiul $+\alpha$, tangenta în b la curba ab de pe cilindru, face cu normala bn un unghi $-\alpha$.

Transpunerile prin rulare (fără alunecare) de directoare cinematice sînt utilizate la generarea danturilor conice cu dinți curbi, la care forma dintelui este determinată prin curba din roata plană (fig. 1.24).

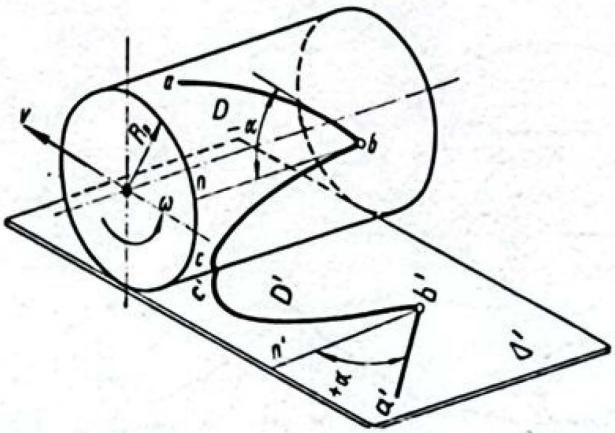


FIG. 1.23. Directoare cinematică transpusă (imprimată).

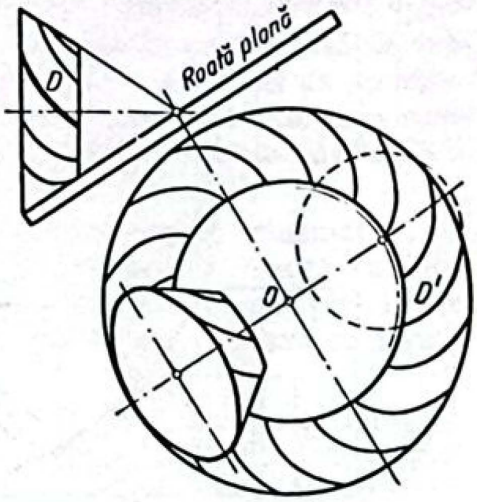


FIG. 1.24. Transpunerea prin imprimare a directoarei plane D' pe suprafața unui con la prelucrarea roților dințate conice cu dantura în arc de cerc.

Scanned with CamScanner

Cea mai simplă dintre directoarele cinematice — dreapta AB din plan se imprimă (fig. 1.25) prin rulare pe un cilindru, sub forma de elice cilindrică. Metoda este folosită la prelucrarea roților dințate cilindrice, cu dantura înclinată, pe unele mașini-unelte.

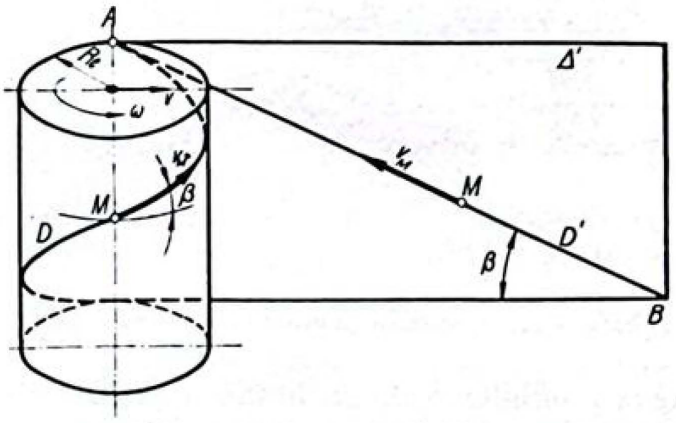


FIG. 1.25. Transpunerea prin imprimare a directoarei drepte sub forma unei elici pe un cilindru.

Directoarea cinematică cu comandă programată. Directoarele cinematice cu comandă programată se realizează ca și generatoarele cinematice cu comandă programată, folosindu-se șabloane, modele sau alte tipuri de portprograme deja menționate. Acestea au o largă utilizare pe mașinile de frezat prin copiere și, în unele cazuri, și la mașinile de rectificat came și piese similare.

Generarea suprafețelor reale.

Suprafață și profil. Suprafața obținută prin procesul de așchiere pe mașina-unealtă diferă, în oarecare măsură, de suprafața geometrică, a cărei generare s-a arătat în paragrafele precedente, datorită unui număr de factori care intervin în timpul desfășurării acestui proces și care dau naștere unor neregularități ale suprafeței mai mari sau mai mici, determinînd astfel abaterile acesteia de la forma teoretică.

Neregularitățile de formă pot avea un caracter izolat sau periodic.

În primul caz, totalitatea abaterilor de formă este denumită *macrogeometria suprafeței*, iar în al doilea caz, în care acestea sînt periodice, cu mărimea mai mult sau mai puțin constantă, este denumită *ondulația suprafeței*.

Neregularitățile suprafeței (microneregularitățile), care determină gradul de netezime al acesteia, formează microgeometria suprafeței sau *rugozitatea ei*.

Suprafața geometrică a piesei este suprafața teoretică, reprezentată, convențional prin desen tehnic, considerată fără abateri de formă și de poziție și fără rugozitate.

Într-o secțiune oarecare a suprafeței geometrice, se obține *profilul geometric*. El este determinat de forma geometrică (teoretic) a generatoarei sau directoarei.

Suprafața reală a aceleiași piese este suprafața care o limitează de mediul înconjurător, suprafață rezultată prin procesul de așchiere. Ea se caracterizează prin abateri de la forma geometrică, abateri de poziție și rugozitate

Scanned with CamScanner

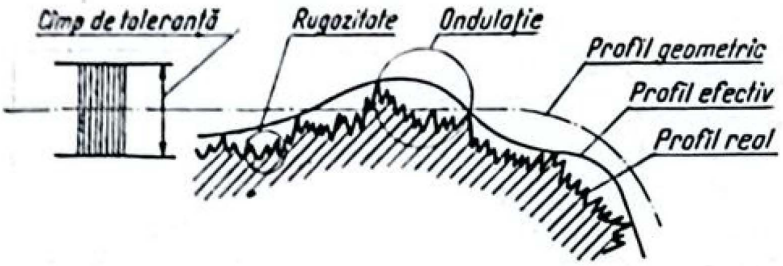


FIG. 1.26. Precizarea noțiunilor privind profilul piesei.

(fig. 1.26). O secțiune a suprafeței reale, determină *profilul real al acesteia.*

Suprafața efectivă este imaginea apropiată a suprafeței reale obținută prin măsurare.

Profilul efectiv este reproducerea apropiată a profilului real, fidelitatea reproducerii depinzînd de metoda și calitatea aparatelor de măsură și control, folosite.

Abateri de la formă și poziție. Abaterile profilului geometric de la forma teoretică se datoresc, în cazul generatoarei, fie abaterilor profilului sculei sau al programului (șablonului) de la profilul teoretic, fie erorilor cinematice care pot apărea în timpul generării generatoarei cinematice. În cazul directoarei, abaterile se datoresc aceloraşi cauze.

Profilul real, rezultat, include, pe lîngă abaterile profilului geometric, un număr de abateri datorate modului de poziționare și de comportare, în timpul prelucrării, a ansamblului piesă-sculă-mașină.

Abaterile de la formă pot fi numeroase, funcție de însăși forma suprafeței sau a profilului. Dintre cele mai frecvente se pot cita:

— abaterile de la rectilinitate (concavitatea, convexitatea, planeitatea);
— abaterile de la circularitate (ovalitatea, poligonalitatea);
— abaterile de la cilindricitate (conicitatea, butoiașul, șeaua, curbura etc.).

Abaterile de la poziție, de asemenea pot fi numeroase, dintre care:

— abaterile de la coaxialitate;
— bătaia radială;
— bătaia frontală;
— abaterea de la paralelism;
— abaterea de la perpendicularitate etc.

Rugozitatea suprafeței. Microneregularitățile suprafeței, printre care și ondulațiile cu pasul sau cu înălțimea pînă la 15 μm, determină rugozitatea suprafeței.

Rugozitatea suprafeței se consideră în cadrul limitelor unei lungimi de referință (STAS 5730-64) de pe linia de referință.

Linia de referință, pentru determinarea rugozității, poate fi linia mijlocie a neregularităților asperităților (sistemul M) sau linia înfășurătoare a acestora (sistemul E).

Asperitățile și ondulațiile care determină rugozitatea nu afectează abaterile de la formă decît în cadrul lungimii de referință.

Scanned with CamScanner

Generatoarea reală

Generatoarea materializată. Pentru generarea profilului unor piese de ungime mică, se folosește ca generatoare, forma muchiei așchietoare a sculei (v. fig. 1.13) care materializează astfel însăși generatoarea.

Forma muchiei așchietoare este, în acest caz, identică cu forma generatoarei din planul acesteia, numai în cazurile în care unghiul de degajare γ este nul.

Pentru unghiul de degajare γ diferit de zero, muchia așchietoare a sculei reprezintă proiecția generatoarei din planul ei pe planul de degajare. În fig. 1.27 se exemplifică obținerea proiecției unei generatoare de formă foarte simplă, a unei suprafețe de rotație, obținută prin strunjire.

Generatoarea S de formă AVB din partea de sus a figurii se află în planul Γ al generatoarei. Caracteristicile geometrice ale acesteia sînt dimensiunile h și b, sau una din aceste dimensiuni și unghiul φ.

Directoarea D este circulară de rază oarecare R_D.

Muchia așchietoare a sculei, se află în planul de degajare, a cărui urmă VW face cu urma VA a planului generatoarei unghiul γ.

Proiecția profilului AVB din planul generatoarei de planul de degajare se obține prin proiectante circulare AA', concentrice cercului director. În planul de degajare, rabătut, generatoarea AVB se proiectează sub forma $A'V'B'$, la care lățimea b rămîne aceeași, în timp ce înălțimea devine h', mai mare decît h. Ca urmare, și unghiul φ' va fi diferit de φ și anume, mai mic.

Dacă se fac proiecțiile și pentru alte puncte, de exemplu r și s ale generatoarei, se obțin punctele r' și s' pentru muchia așchietoare, puncte care nu sînt pe dreapta VA' (respectiv pe VB') astfel încît în locul dreptei $VrsA$ a generatoarei G, muchia așchietoare a sculei trebuie să aibă o formă curbă $Vr's'A'$.

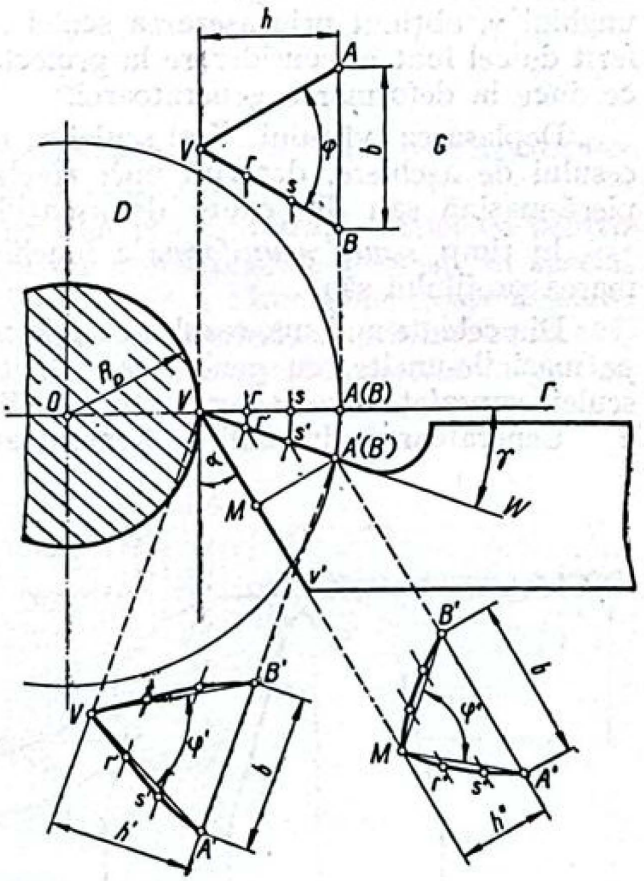


FIG. 1.27. Influența unghiului γ asupra formei muchiei așchietoare.

Scanned with CamScanner

Cuțitul de strung la rîndul său, trebuie să fie prelucrat în lungul fețelor de așezare pe direcția VV'.

Profilul cuțitului pe această direcție este determinat în planul MA' normal pe VV'. Proiecția acestui profil $A'MB'$ diferă de precedenta prin înălțimea h'' care este mai mică decît h'. Deoarece b rămîne același, unghiul φ'' este, mai mare decît φ'. De asemenea, laturile MA' și MB' sînt curbe, diferite de VA' respectiv VB' .

Obținerea profilului $A'MB'$, la confecționarea sculei, se va face inevitabil cu oarecare erori care se vor răsfrînge asupra profilului $A'VB'$ din planul de degajare și deci și asupra profilului AVB al generatoarei, ce urmează să fie obținut pe piesă.

La cele de mai sus, trebuie menționat că orice *abateri constructive* de la mărimile unghiurilor γ și α, introduc deformații ale profilului $A'VB'$ și deci și a generatoarei AVB.

În afara erorilor de execuție a profilului sculei, o altă sursă de deformare a generatoarei AVB o formează *poziționarea eronată* a sculei în raport cu planul generatoarei, adică a vîrfului V care poate fi așezat în afara planului Γ sau la altă rază decît R_D. Chiar dacă V este poziționat corect, se poate ca unghiul γ, obținut prin așezarea sculei în suportul mașinii-unelte, să fie diferit de cel luat în considerare la proiectarea profilului $A'VB'$ al sculei, ceea ce duce la deformarea generatoarei.

Deplasarea vîrfului V al sculei se mai poate produce și în timpul procesului de așchiere, datorită unei *rigidități insuficiente* a sistemului sculă-piesă-mașină sau din cauza deformațiilor termice ale acestui ansamblu.

În timp, *uzura neuniformă* a muchiei așchietoare are ca urmare deformarea profilului său.

Din cele de mai sus, rezultă că prin modul real de generare a suprafețelor pe mașinile-unelte, cu generatoarea materializată prin muchia așchietoare a sculei, suprafețele reale rezultate pot diferi sensibil de suprafețele teoretice.

Generatoarea cinematică. Generatoarea cinematică ca traiectorie a unui punct. Muchiile așchietoare de lungimi mari, fiind dificil de realizat și de întreținut, sînt înlocuite, la generarea suprafețelor, prin *generatoare cinematice.*

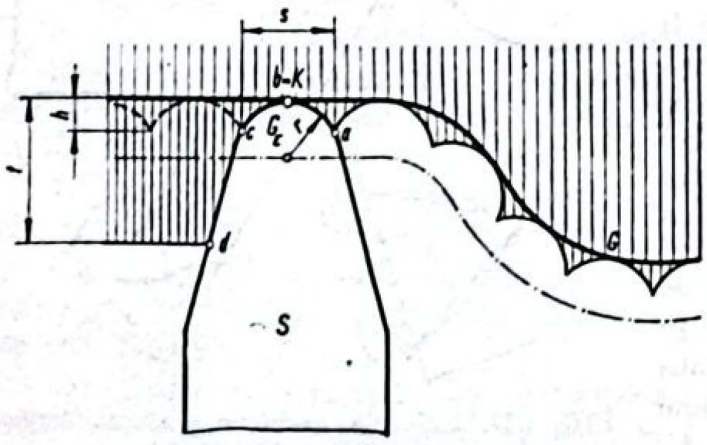


FIG. 1.28. Generatoarea elementară.

Generatoarea cinematică (fig. 1.28) este generată teoretic de un punct K care se deplasează pe o traiectorie anumită ca formă, punctul K fiind materializat prin vîrful unei scule.

Scanned with CamScanner

Din punct de vedere real, acest vîrf nu poate fi punctiform în sensul geometric, ci este reprezentat printr-o muchie aşchietoare G de dimensiuni suficient de mici, care trebuie să asigure o utilizare economică a muchiei aşchietoare, asftel ca uzura acesteia să se facă într-un timp acceptabil din punct de vedere a exploatării sculei.

Datorită acestor cauze, vîrful teoretic punctiform K al generatoarei geometrice este înlocuit, la generarea suprafeţelor reale, printr-o mică muchie materializată denumită *generatoarea elementară* G_E, care, din punct de vedere al formei sale, nu are nici o legătură cu aceea a generatoarei pe care o generează.

Pentru a răspunde, în mare măsură, unei uzuri uniforme a vîrfului sculei, generatoarea elementară $a\,b\,c$ are forma de arc de cerc, de rază r.

Suprafaţa obţinută cu astfel de generatoare cinematică prezintă ondula ţii (valuri) al căror pas s poate avea mărimea maximă egală cu $2r$ şi înălţimea maximă h egală cu raza r.

Pentru ca suprafaţa reală să se apropie ca formă cît mai mult de suprafaţa geometrică, este necesar ca h să fie cît mai mic. Mărimea aproximativă a lui h este dată de expresia

$$h = \frac{s^2}{8r},$$

care arată că înălţimea ondulaţiilor se micşorează mult mai repede cu micşorarea lui r, decît cu creşterea razei r a vîrfului sculei.

Micşorarea lui s conduce la micşorarea productivităţii, astfel că pentru obţinerea unor suprafeţe cu creste de mică înălţime, se folosesc, în special pentru generatoarele cinematice rectilinii, scule a căror generatoare elementară are forma din fig. 1.29, cercul de rază r continuîndu-se printr-o tangentă, care face cu generatoarea cinematică unghiul $\varkappa_1$. În această construcţie, pentru o aceeaşi ondulaţie de pas s, mărimea crestei h, este mult mai mică.

O dată cu micşorarea lui h, prin această construcţie se îmbunătăţeşte rezistenţa la rupere a sculei, deoarece aceasta, devenind mai lată, asigură şi o mai bună răcire a sa, deci o durabilitate mai mare la uzură.

Datorită faptului că în prelucrare trebuie îndepărtat un strat de material de grosime t, generatoarea elementară este prelungită pe porţiunea cd. Cu toate că

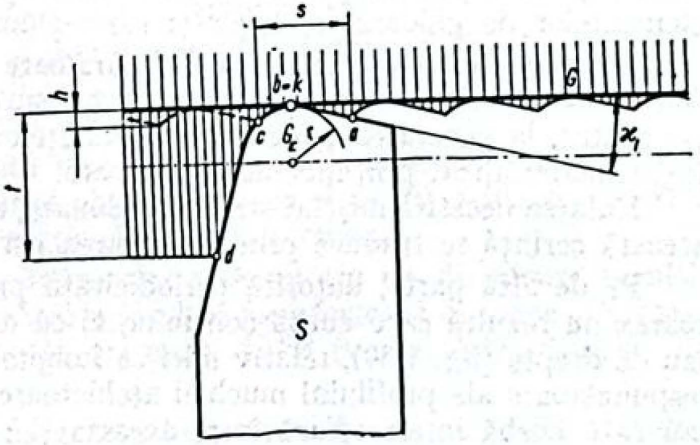


FIG. 1.29. Influenţa unghiului $\varkappa_1$ asupra mărimii h.

Scanned with CamScanner

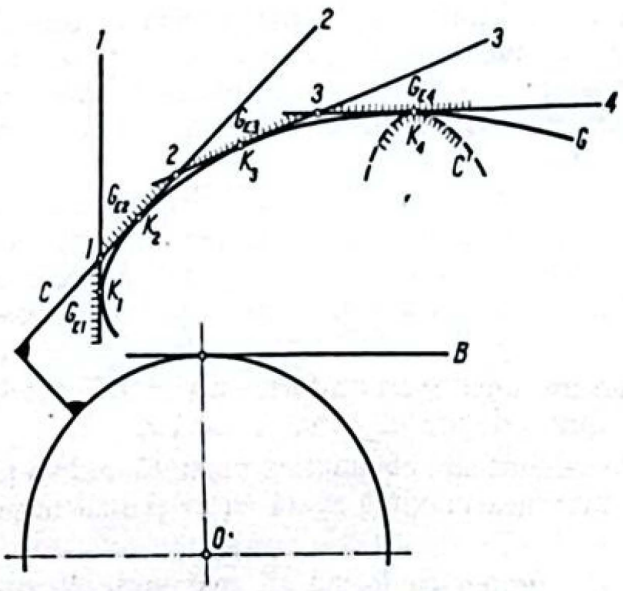


FIG. 1.30. Generatoarea cinematică, rezultată ca înfășurătoare.

această porțiune ia parte în procesul de așchiere, ea nu intervine în crearea generatoarei cinematice a suprafeței. Din această cauză, și datorită faptului că h este mic în raport cu s, generatoarea cinematică G se poate considera formată din segmente de mărime s care reprezintă parte din proiecția generatoarei elementare G_E pe porțiunea *abc*.

Mărimea s a distanței dintre două creste, de pe generatoarea cinematică, se numește *avans*.

Mărimea t, a distanței dintre suprafața generată anterior și suprafața generată actual, este denumită *adîncime de așchiere*.

Ambele mărimi se află în planul generatoarei și se măsoară ca atare în acest plan.

Traiectoria generatoarei cinematice G poate fi rectilinie, circulară, sau o rezultantă a combinației acestora, realizate prin elemente ghidaj-sanie și fus-lagăr. O deosebită importanță, în obținerea corectă a generatoarelor cinematice, o are deci modul de construcție, de execuție și de întreținere a acestor mecanisme.

Rectilinitatea, planitatea și paralelismul elementelor rectilinii ale mecanismelor trebuie să fie cît mai corect realizate, iar bătaia radială și axială a acestora, să fie minime.

Deformarea generatoarei cinematice se mai poate datora vibrațiilor, jocurilor și variației temperaturii, care influențează modul de funcționare a elementelor de ghidare fus-lagăr și sanie-ghidaj.

Generatoarea cinematică ca înfășurătoare a unei curbe materializate. Generatoarea cinematică, rezultată ca înfășurătoare, se obține, după cum s-a arătat, la generarea teoretică a suprafețelor, prin rularea profilului conjugat, materializat prin muchia așchietoare.

Rularea necesită mișcări strict coordonate, astfel că oricare abatere de la această cerință se traduce prin deformarea generatoarei obținute cinematic.

Pe de altă parte, datorită periodicității procesului de așchiere, generatoarea nu rezultă ca o curbă continuă, ci ca o succesiune de arce de curbă sau de drepte (fig. 1.30), relativ mici ca lungime și identice cu porțiunile corespunzătoare ale profilului muchiei așchietoare, în cazul avansului periodic, sau ca o curbă intermediară între aceasta și curba generată, dacă avansul este continuu.

Scanned with CamScanner

Asemănarea acestor arce de curbă cu o *generatoare elementară* permite să fie denumite în același mod. Totuși, trebuie remarcată o deosebire esențială: în timp ce la generatoarea înfășurătoare, la fiecare ciclu de așchiere, ia parte la generare, o altă porțiune a muchiei așchietoare, deci o altă generatoare elementară, la generatoarea cinematică punctiformă, generatoarea elementară rămîne mereu aceeași.

În fig. 1.30 se exemplifică cazul particular în care dreapta C reprezintă muchia așchietoare a sculei, prin deplasarea căreia, prin rulare și datorită avansului, se obține în locul curbei continue G, figura poligonală *1, 2, 3, ...* formată de generatoarele elementare G_{E1}, G_{E2},... diferite ca mărime, aparținînd aceleiași drepte C, însă ca segmente diferite ale ei.

Dacă muchia așchietoare a sculei este curbă de o formă oarecare GC' generatoarele elementare vor fi și ele niște curbe, înfășurate de generatoarea teoretică G. Tangentele în punctele de contact K_1, K_2 ,... sînt comune curbelor C' și G, și corespund pozițiilor succesive ale dreptei C.

Directoarea reală

Directoarea reală materializată. Materializarea directoarei, adică programarea acesteia pe un suport material, este posibilă, după cum s-a arătat, prin construcția unor scule cum este tarodul, filiera, burghiul etc.

Diferența dintre directoarea reală și cea teoretică, în aceste cazuri, se datorește tehnologiei de fabricație a sculelor, care inevitabil dă naștere unor erori de formă și dimensiuni, dar care pe de altă parte sînt îngrădite în anumite toleranțe care clasifică aceste scule, și deci și directoarele materializate, în corespunzătoare sau nu.

Directoarele reale materializate mai pot diferi de cele teoretice, datorită influenței variației de temperatură precum și datorită uzurii sculei.

Directoarea reală cinematică. Ca și directoarea teoretică cinematică, directoarea reală cinematică se poate prezenta sub aceleași forme: punctiformă, ca înfășurătoare, imprimată și programată.

Directoarea reală cinematică punctiformă. Fiind descrisă de către punctul M de sprijin al generatoarei, directoarea este realmente cinematică și punctiformă, deci o traiectorie geometrică pură.

Forma poate fi influențată însă de corectitudinea construcției și funcționării mecanismelor fus-lagăr și ghidaj-sanie, ca și de vibrațiile și variațiile de temperatură din timpul funcționării mașinii-unelte.

Directoarea cinematică ca înfășurătoare. Acest tip de directoare rezultă prin rulare, directoarea înfășurătoare fiind de fapt formată din arce cicloidale (epi sau hipocicloide alungite) de mărimea AMB (v. fig. 1.22) descrise de punctul M.

Sculele folosite în astfel de generări de suprafețe (freze, pietre abrazive etc.), posedînd un număr oarecare z, de generatoare, adică dinți, și deci un

Scanned with CamScanner

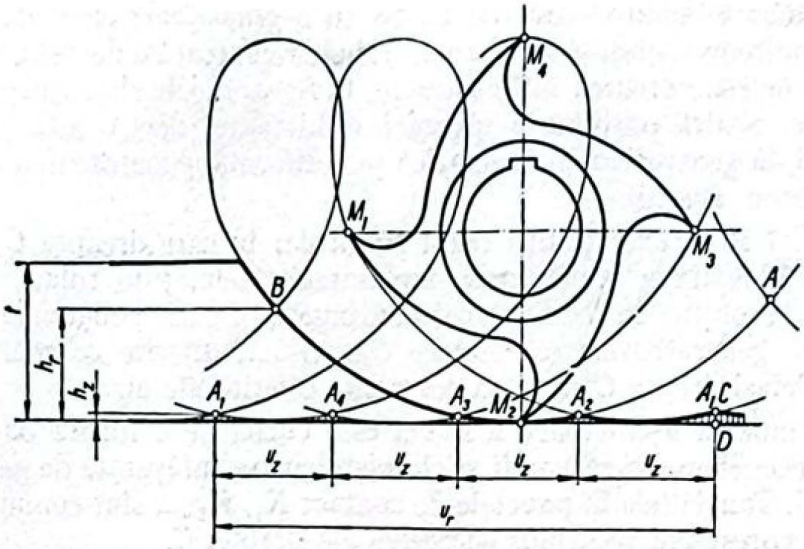


FIG. 1.31. Directoarea cinematică, rezultată ca înfășurătoare a curbelor cicloidale.

număr egal de puncte M, vor descrie la o rotație (fig. 1.31) un același număr de curbe ciclice, identice, însă decalate între ele cu a z_a a parte, care se întretaie dînd naștere curbelor mai mici A_1A_2, A_2A_3, A_3A_4... tangente la aceeași directoare.

Aceste porțiuni de arce de cicloidă reprezintă materializarea punctului M și vor fi denumite *directoare elementare*, fiind rezultate în același mod ca și generatoarele elementare și posedînd aceleași proprietăți.

Caracteristicile cinematice ale curbelor ciclice sînt determinate de condiția ca rulanta de rază R_R să ruleze fără alunecare pe linia de bază B (v. fig. 1.22).

Această condiție este îndeplinită, după cum s-a văzut, dacă

$$v_u = R_R \omega_R,$$

în care v_u este viteza de deplasare a rulantei pe baza B, iar ω_R viteza unghiulară a sa, egală cu viteza unghiulară ω_S a frezei, astfel că mărimea razei se va exprima funcție de turația n_S a sculei prin

$$R_R = \frac{v_u}{2\pi n_S}.$$

Pentru v_u, în mm/min, și n_S, în rot/min, rezultă R_R în mm.

Întrucît bucla epicicloidei se reproduce la o rotație a frezei, și deci și a rulantei, pasul u_r al ondulațiilor este identic în mărime cu lungimea periferică a rulantei, adică

$$u_r = 2\pi R_R = \frac{v_u}{n_S}.$$

Scanned with CamScanner

Înălțimea h, a ondulațiilor se poate determina cu diferite formule, dar, cu suficientă aproximație, poate fi folosită formula utilizată pentru determinarea aceleiași înălțimi în cazul cuțitului cu vîrf rotunjit

$$h_r = \frac{u_r^2}{8R_S},$$

în care R_S este raza sculei. Această aproximare este posibilă considerînd că arcul de cicloidă AM_2B este un arc de cerc cu raza egală cu a frezei.

Expresia înălțimii h_r a ondulațiilor, arată că acestea cresc cu pătratul pasului u_r și se micșorează o dată cu creșterea razei frezei.

Directoarea reală, obținută în acest mod, este formată din arce de cicloidă alungită, tangente la directoarea geometrică D sau, dacă înălțimile h_r ale crestelor sînt suficient de mici (ceea ce în majoritatea cazurilor se poate obține), atunci arcul AMB poate fi confundat cu proiecția sa de pe directoarea geometrică. Deci, directoarea geometrică D este realizată real, din segmente u_r ale înfășurătoarei curbei C, generată prin rulare de punctul M.

În cele de mai sus, s-a considerat o generatoare înfășurătoare rectilinie. Concluziile obținute sînt valabile și pentru cazurile în care aceasta este curbilinie, curba cicloidală fiind la exteriorul sau interiorul acesteia, cu deosebirea că traiectoriile directoare obținute vor fi epi, respectiv, hipocloide alungite.

În cazul sculelor posedînd z_S dinți, pasul ondulațiilor (v. fig. 1.31) se micșorează de același număr de ori devenind

$$u_z = \frac{u_r}{z_S},$$

iar înălțimile acestora

$$h_z = \frac{u_z^2}{8R_S}.$$

Cum h_z se poate scrie și sub forma

$$h_z = \frac{u_r^2}{8R_S z_S^2} = \frac{h_r^2}{z_S^2},$$

rezultă că înălțimea ondulațiilor se micșorează cu pătratul numărului de dinți al sculei.

Ca urmare, suprafața reală este obținută pe baza unei directoare înfășurătoare, formată din directoare elementare, mici arce de cicloidă, ale căror proiecții de mărime u_z vor fi numite *avans director*.

Directoare cinematică, imprimată prin rulare. Curba directoare se obține și în acest caz pe cale cinematică, fiind generată prin rulare de punctul M pe care se sprijină generatoarea. Ca urmare, ea are forma teoretică matematică, dacă condiția de rulare, raportul dintre viteze, este menținut strict constant.

Scanned with CamScanner

Generatoarea și directoarea reală, comandate după program

Șabloanele și modelele materializează traiectoriile generatoare și directoare în cazurile în care acestea au forme complicate. Confecționarea lor necesită un număr de operații: transpunerea desenului pe material, prelucrarea mecanică și eventual manuală, rectificarea etc., implicînd inevitabil erori de execuție, care evident se vor transpune piesei.

În afara acestor surse de erori, mai există și cele datorate modului în care se face transmiterea mișcării de la șablon și model pînă la sculă. Se folosesc, în acest scop, sisteme mecanice, hidraulice, electrice etc., care au o elasticitate și o inerție mai mare sau mai mică a elementelor constituente, dînd loc la deformații elastice ale pieselor mecanice: comprimarea uleiului, deformații ale semnalelor electrice etc. În toate cazurile, are influență și variația temperaturii mediului înconjurător asupra erorilor de transmitere.

În cazul unui purtător de program sub formă de cartelă, bandă perforată, bandă magnetică etc., pe care se transpune codificată traiectoria ce urmează a fi reprodusă, operațiile de codificare și de transpunere, precum și transmiterea programului, prin sistemele menționate mai sus, pînă la sculă și piesă, sînt surse de erori care dau loc la abateri de la forma teoretică a generatoarei sau directoarei obținute pe această cale.

În afara acestor cauze, metodica de programare, în special la programarea cu comandă numerică, la care curba directoare sau generatoare este definită printr-un număr oarecare de puncte, ridică probleme dificile datorită necesității de a determina curbe care să treacă prin două sau trei puncte consecutive și care să aibă, în punctul de racordare, tangente comune.

Rezultă din cele de mai sus că atît generatoarele, cît și directoarele, care intervin real în generarea suprafețelor pe mașinile-unelte, au abateri de la forma teoretică, indiferent dacă sînt materializate prin muchia așchietoare a sculei sau sînt generate pe cale cinematică directă sau prin intermediul unei comenzi programate.

Problema de bază a obținerii de suprafețe cît mai apropiate de forma teoretică constă în găsirea de soluții care micșorează cît mai mult aceste abateri.

Scanned with CamScanner

2. TEORIA LANȚURILOR CINEMATICE

2.1. LANȚURILE CINEMATICE ALE MAȘINILOR-UNELTE

2.1.1. Definirea lanțului cinematic

Mașina-unealtă, ca și alte mașini și aparate, constă din combinarea judicioasă a unui număr mai mare sau mai mic de mecanisme, cu scopul de a transmite puterea și mișcarea de la motorul de acționare la organele care trebuie să efectueze mișcări după anumite legi. În cazul mașinilor-unelte este necesară mișcarea relativă dintre sculă și piesă în scopul obținerii suprafețelor piesei prin procesul de așchiere.

Mișcarea relativă dintre sculă și piesă, ca formă și viteză este determinată pe de o parte de cinematica generării suprafețelor piesei, iar pe de altă parte de procesul tehnologic al așchierii.

Motorul care acționează mașina-unealtă, de obicei, un motor electric, furnizează o mișcare de rotație cu caracteristica cinematică: turația măsurată în rot/min.

Ca urmare, mecanismele interpuse între motorul electric și organul care asigură mișcarea piesei sau a sculei au scopul de a transmite și transforma mișcarea de rotație a motorului electric într-o mișcare cu caracteristici corespunzătoare procesului de generare prin așchiere a suprafețelor piesei.

Totalitatea acestor mecanisme, formează un *lanț cinematic*, al cărui scop este bine determinat prin caracteristicile mișcării de la capătul de ieșire și caracteristicile mișcării de la capătul de intrare a lanțului cinematic.

Întrucît în problemele de cinematica mașinilor-unelte importanța primordială se acordă *scopului funcțional* al mecanismului și nu naturii și tipului constructiv al acestuia, rezultă că și lanțul cinematic este luat în considerare prin scopul funcțional cinematic pe care îl îndeplinește în mașina-unealtă.

Astfel la o mașină de găurit, turația n_S a burghiului, pentru obținerea unei anumite viteze de așchiere se obține din turația n_0 a motorului electric prin intermediul mecanismelor din cutia de viteze.

Similar, numărul de curse duble pe minut n_{cd} al mesei unei mașini de rabotat hidraulică se obține din turația n_0 a motorului electric care antrenează pompa unui sistem hidraulic, al cărui mecanisme hidraulice asigură debitul de ulei, în concordanță cu cerința realizării numărului de curse duble impus.

Scanned with CamScanner

În ambele cazuri citate, cu toate că mecanismele celor două lanțuri cinematice sînt de naturi și construcții diferite, ele au același scop funcțional cinematic, de a asigura în final realizarea vitezei de așchiere.

Lanțul cinematic este format din totalitatea mecanismelor care concură la obținerea unei mișcări cu caracteristici impuse, prin transmiterea și transformarea unei mișcări date.

Mișcarea dată este în mare măsură impusă, însă pe alte considerente decît cele care determină caracteristicile mișcării de la capătul de ieșire al lanțului cinematic. Astfel mișcarea dată poate fi impusă prin caracteristicile sursei mișcării, de exemplu a tipului de motor (de curent continuu, de curent alternativ), a unei acționări manuale, a legării lanțului cinematic de alt lanț cinematic etc.

2.1.2. Clasificarea lanțurilor cinematice ale mașinilor-unelte

Prelucrarea pieselor pe mașină-unealtă necesită la prima vedere, două feluri de mișcări, cu scopuri distincte și anume:

— mișcări relative între sculă și piesă după anumite traiectorii și cu anumite viteze în scopul generării formei geometrice teoretice a suprafeței, și

— mișcări relative între sculă și piesă pe una sau mai multe traiectorii ale generării suprafeței, cu viteze condiționate de procesul tehnologic de așchiere.

Ca urmare lanțurile cinematice respective trebuie să posede mecanisme ale căror funcții trebuie să fie în concordanță cu scopul acestor mișcări, ceea ce conduce la distincția celor două genuri de lanțuri cinematice.

Astfel în fig. 2.1 este prezentată simplificat, schema cinematică necesară unei mașinii de rectificat filet.

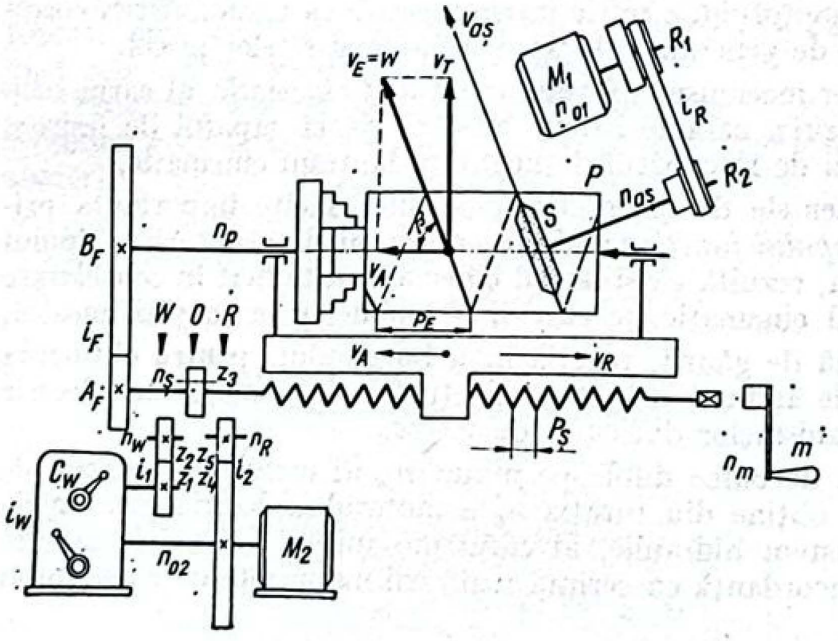


FIG. 2.1. Schema cinematică, simplificată, a unei mașini de rectificat filet.

Scanned with CamScanner

Piatra de rectificat S trebuie să aibă o turație $n_{aș}$ pentru realizarea la periferia sa a vitezei de așchiere $V_{aș}$ impusă de procesul de așchiere. Ca urmare, piatra este antrenată prin roțile de curea R_1 și R_2 de către motorul electric M_1 a cărui turație este n_{01}. Roțile de curea R_1 și R_2 transmit și transformă turația n_{01} în $n_{aș}$. Existența a două rînduri de roți de curea este necesară pentru mărirea turației $n_{aș}$, după un timp de funcționare în care diametrul piesei de rectificat, se micșorează prin uzură, ceea ce are ca urmare micșorarea vitezei de așchiere. Deci ansamblul de roți de curea este un *mecanism de reglare* a turației pietrei, iar ansamblul motor, roți de curea, piatra de rectificat este un *lanț cinematic pentru realizarea vitezei de așchiere*. Este unul dintre cele mai simple lanțuri cinematice, caracteristic mașinilor de rectificat la care nu este necesară, de exemplu, inversarea sensului de rotație, iar pornirea și oprirea mișcării de rotație se obține prin pornirea și oprirea motorului electric.

Întrucît ansamblul motor-piatră de rectificat este fix în spațiu, piesa P avînd filetul cu pasul P_E, trebuie să se rotească și să se deplaseze în așa fel încît filetul să fie mereu trangent la periferia pietrei. În acest scop piesa P se află pe o sanie care se deplasează cu viteza v_A, piesa rotindu-se cu o turație n_P care să-i asigure la periferie o viteză tangențială v_T în așa fel încît.

$$\frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg} \beta,$$

β fiind unghiul de înclinare a elicei filetului.

Constructiv, această condiție se obține prin șurubul cu pasul $p_ș$, care deplasează masa, și prin roțile de schimb A_P și B_P care asigură în același timp rotirea piesei. Mișcarea în acest lanț se poate introduce manual cu ajutorul manivelei m. Scopul lanțului cinematic este de a realiza o mișcare pe o traiectorie elicoidală ce are anumiți parametri impuși, din care cauză este denumit *lanț cinematic de filetare*. Mișcarea dată, fiind manuală, poate avea caracteristici foarte diferite în ceea ce privește turația n_m și constanța acesteia, caracteristici care însă nu afectează caracteristicile geometrice ale traiectoriei elicoidale.

Dar viteza de deplasare a piesei în raport cu piatra este condiționată de procesul de așchiere, deoarece aceasta trebuie să fie o viteză de avans. Ca urmare, datorită acestei condiționări tehnologice, turația manivelei trebuie să aibă o anumită mărime și să fie constantă.

Din punct de vedere practic, introducerea unei turații constante de anumită mărime, se realizează cu ajutorul unui alt lanț cinematic, antrenat de motorul M_2 și conținînd cutia de avansuri C_w precum și roțile z_1 și z_2, de la ultima, mișcarea transmițîndu-se în lanțul cinematic de filetare, prin baladorul z_3 adus în piziția W. Constanța turației introdusă în lanțul cinematic de filetare este asigurată de constanța turației n_{02} a motorului, iar mărimea turației n_W — de raportul de transmitere i_W al cutiei de avansuri. Acesta

Scanned with CamScanner

este un *lanț cinematic de avans*, datorită scopului său de a realiza viteza pe elice v_E egală cu viteza de avans w.

Rectificarea filetului nu se face de obicei dintr-o singură trecere, din care cauză este necesară aducerea piesei în poziția inițială, ceea ce se poate efectua manual cu manivela m, baladorul z_3, fiind în poziția 0, sau folosind același motor M_2 care prin roțile z_4 și z_5 transmite acesteia din urmă o turație n_R, mult mai mare decît n_w și de sens invers. Mișcarea de rotație rapidă se poate transmite în lanțul cinematic de filetare prin intermediul aceluiași balador z_3 adus în poziția R.

Întrucît operația de înapoiere rapidă a piesei în poziția inițială se efectuează fără ca piatra de rectificat să fie în contact cu piesa, mărimea vitezei de deplasare rapidă v_R poate fi oarecare, *necondiționată de procesul de așchiere*, din care cauză lanțul cinematic format din motorul M_2, roțile z_4 și z_5 este denumit *lanț cinematic auxiliar*, ca nefiind impus nici de geometria piesei și nici de procesul de așchiere. De altfel, aceeași operație de aducere a piesei în poziția inițială, se poate face, după cum s-a arătat, și manual cu manivela m.

Lanțul cinematic auxiliar pentru aducerea piesei în poziția inițială, cu toate că nu ia parte direct în procesul de generare a canalului elicoidal al piesei, el contribuie la mărirea *productivității* mașinii-unelte prin micșorarea timpului auxiliar și ușurează munca operatorului uman.

Rezultă că pentru prelucrarea unei piese pe o mașină-unealtă, aceasta trebuie să fie dotată cu trei genuri de lanțuri cinematice, și anume:

Lanțuri cinematice tehnologice. Pentru realizarea vitezei de așchiere și a vitezelor de avans, toate mașinile-unelte au un *lanț cinematic principal*, pentru realizarea vitezei de așchiere, și unul sau mai multe *lanțuri cinematice de avans.*

Lanțuri cinematice generatoare. Lanțurile cinematice pentru realizarea traiectoriilor generatoare ale suprafeței prelucrate prin așchiere (directoarea și/sau generatoarea) sînt denumite uneori în funcție de forma geometrică a traiectoriei: pentru traiectorii circulare sau rectilinii, pentru traiectorii elicoidale (lanț cinematic de filetare) etc. Numărul lanțurilor cinematice generatoare ale unei mașini-unelte depinde de complexitatea formei suprafețelor care urmează a fi generate, precum și de metoda de generare.

Lanțuri cinematice auxiliare. Necesare realizării mișcărilor pentru operațiile auxiliare, cum sînt lanțurile cinematice de pornire-oprire, alimentare cu piese, schimbarea turațiilor etc., sînt denumite în concordanță cu numele operației însăși. Acționarea acestora se face manual sau prin motoare proprii. Comanda intrării în funcțiune a lanțului, sau lanțurilor cinematice auxiliare, poate fi efectuată manual sau/și programată pe cele mai diferite genuri de portprograme (came, opritori reglabili, butoane, fișe, cartele perforate, benzi magnetice sau perforate etc.) ceea ce în ansamblu conduce la *automatizarea* parțială sau integrală a mașinii-unelte.

Scanned with CamScanner

Din punct de vedere constructiv, lanțurile cinematice ale unei mașini-unelte, în multe cazuri, sînt suprapuse parțial prin folosirea comună a unora sau a mai multor mecanisme, din considerente ale economicității constructive. Astfel, baladorul z_3 din schema analizată este comun, ca cuplaj, celor trei lanțuri cinematice: de filetare, de avans și pentru deplasare rapidă.

2.1.3. Reprezentarea lanțurilor cinematice

Pentru sinteza sau analiza cinematicii unei mașini-unelte, reprezentarea tuturor mecanismelor componente, chiar prin simbolurile standardizate, necesită o manoperă laborioasă, schema rezultată nefiind totdeauna suficient de clară în ceea ce privește modul de funcționare cinematică a mașinii în cauză.

Dacă se reprezintă însă mecanismele prin scopul lor funcțional utilizînd simbolurile convenționale din fig. 2.3 se poate obține o *schemă structurală* mult mai simplă și mai clară.

Astfel, în fig. 2.2 este reprezentată schema structurală a mașinii de rectificat filet din fig. 2.1. Lanțul cinematic principal este acționat de motorul M_1 cu turația n_{01}, turație transmisă și transformată în turația n_S a pietrei de rectificat prin roțile de curea R_1 și R_2, al căror raport de transmitere este i_R.

Lanțul cinematic de filetare poate fi reglat cu roțile de schimb A_F și B_F al căror raport de transmitere i_F trebuie să fie egal cu raportul p_S/P_E. Lanțul cinematic de avans ca și cel pentru deplasare rapidă sînt acționate de același motor M_2 cu turația n_{02}. Reglarea lanțului cinematic de avans se face cu ajutorul cutiei de avansuri C_w.

Mișcarea de avans, sau pentru deplasarea rapidă, se transmite lanțului cinematic de filetare prin cuplajul C (roata z_3 din fig. 2.1) pe una din pozițiile W, O sau R.

Angrenajele z_1/z_2 și $z_1\ z_2$ sînt indicate numai prin rapoartele lor de transmitere i_1 și i_2 care nefiind variabile, sînt constante constructive ale lanțurilor cinematice. Similar i_3 este raportul de transmitere al angrenajelor z_2/z_3 și z_5 $_3$.

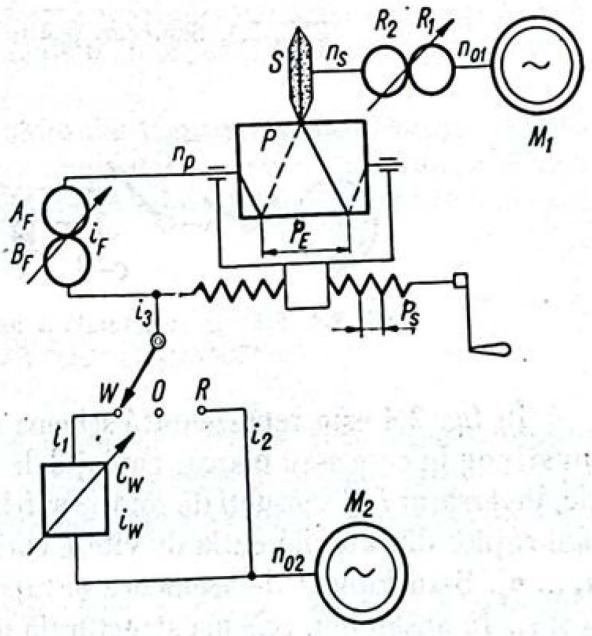


FIG. 2.2. Schema structurală a mașinii din fig. 2.1.

Scanned with CamScanner

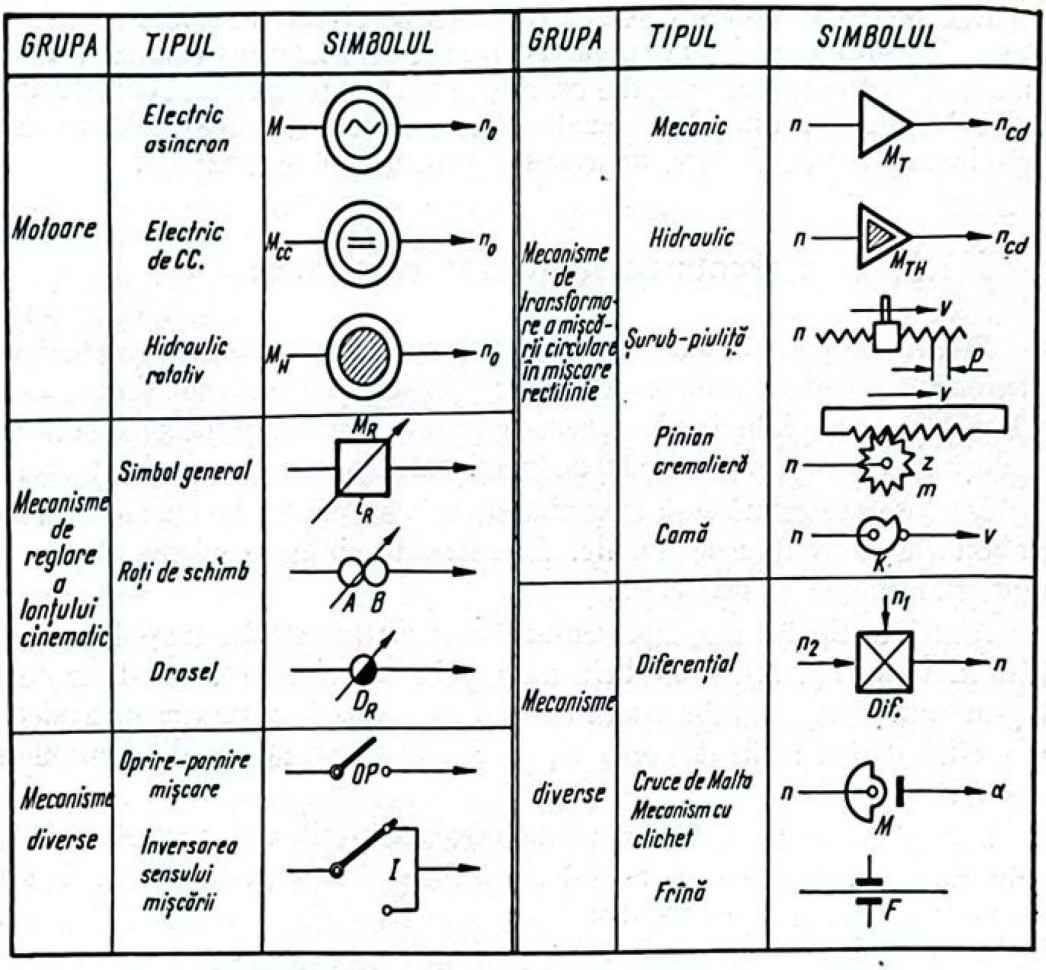


FIG. 2.3. Simboluri pentru schemele structurale.

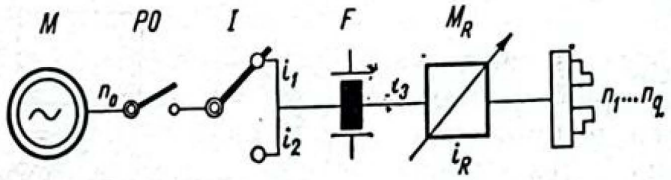


FIG. 2.4. Schema structurală a unui lanț cinematic principal.

În fig. 2.4 este reprezentată schema structurală a cutiei de viteze de la un strung în care s-au marcat cuplajul de pornire-oprire *PO* a mișcării de rotație, inversorul *I* al sensului de rotație și frîna *F*. Prin M_R s-a simbolizat ansamblul roților dințate din cutia de viteze care permite obținerea gamei de turații $n_1 \dots n_q$. S-au indicat de asemenea și rapoartele de transmitere constante i_1, i_2 și i_3. În ansamblu, schema structurală din această figură reprezintă un lanț cinematic principal caracteristic strungurilor normale.

Scanned with CamScanner

2.2. MECANISMUL ŞI CARACTERISTICILE SALE

2.2.1. Definire

Definirea unui mecanism se face, în teoria mecanismelor, apelînd la faptul că este format dintr-un ansamblu de elemente, legate între ele prin cupluri cinematice, în aşa fel încît, dîndu-se o mişcare cunoscută unuia dintre ele, să se obţină o mişcare bine determinată a celorlalte.

Definiţia este deci restrînsă numai la mecanismele mecanice şi numai la mişcare, datorită dificultăţilor de studiu al proprietăţilor marelui număr de mecanisme, posibil existente teoretic, în ceea ce priveşte formele de mişcare, a legilor vitezelor şi acceleraţiilor, a transmiterii forţelor şi puterilor etc.

Definiţia permite clasificarea raţională a mecanismelor, funcţie de structura lor, în special în studiul mecanismelor mecanice.

Deoarece în structura lanţurilor cinematice ale maşinilor-unelte se folosesc şi mecanisme de altă natură decît cea mecanică (mecanisme hidraulice, electrice, pneumatice etc., combinate sau nu între ele) se va folosi noţiunea de mecanism definit prin scopul funcţional al acestuia, în care caz: *mecanismul este caracterizat prin funcţia pe care o are, de a transmite şi a transforma o mărime fizică dată, în altă mărime fizică, stabilind un anumit raport între acestea.*

Această definiţie lărgită, conţine şi definiţia oricărui mecanism mecanic, dar în acelaşi timp se poate referi şi la alte mecanisme (în sens funcţional), de exemplu termometrul, care transformă mărimea variaţiei de temperatură în mărimea variaţiei lungimei coloanei de mercur, stabilind un anumit raport între acestea.

Similar, voltmetrul şi motorul hidraulic transmit şi transformă, primul — o tensiune electrică într-o deplasare unghiulară a acului indicator, al doilea — o variaţie de debit într-o deplasare a pistonului, stabilind anumite rapoarte între aceste mărimi fizice.

2.2.2. Raportul şi ecuaţia de transfer

Fiecare mecanism posedă un element de intrare, prin care primeşte mărimea fizică denumită *mărime de intrare*, notată de obiceiu prin x_i, şi un element de ieşire, prin care emite mărimea fizică produsă, denumită *mărime de ieşire*, notată prin x_e.

Operaţia de transmitere şi transformare a mărimii de intrare x_i în mărimea de ieşire x_e este denumită operaţia de transfer sau numai *transfer*.

Scanned with CamScanner

Se definește ca *raport de transfer* al unui mecanism, raportul dintre mărimea de ieșire și mărimea de intrare

$$i_T = \frac{x_e}{x_i}$$

Raportul de transfer, funcție de unitățile în care sînt exprimate cele două mărimi, poate fi *adimensional* sau *dimensional.*

Astfel, în cazul unui angrenaj, mărimea de ieșire este turația n_2 (sau ω_2) a roții conduse, în timp ce mărimea de intrare este turația n_1 (sau ω_1) a roții conducătoare. Raportul de transfer al angrenajului este deci

$$i_T = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

și este adimensional.

Inversul raportului de transfer al unui angrenaj

$$\frac{1}{i_T} = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

este denumit raport de transmitere.

La mecanismul șurub-piuliță (v. și tabelul 2.1) mărimea de intrare x_i este turația n a șurubului, iar mărimea de ieșire x_e este viteza de deplasare v a piuliței (sau a saniei). Cum $v = pn$, rezultă că raportul de transfer

$$i_T = \frac{v}{n} = p \text{ [mm]}$$

este dimensional, p fiind pasul filetului șurubului.

Într-un sistem hidraulic, debitul de ulei se reglează cu un drosel, care permite trecerea unui debit Q_e mai mic decît debitul Q_i trimis acestuia, astfel încît raportul de transfer al droselului se exprimă prin

$$i_T = \frac{Q_e}{Q_i}$$

și este adimensional.

Alte exemplificări sînt date în tabelul 2.1.

Ecuația de transfer a unui mecanism, permite determinarea mărimii de ieșire, funcție de mărimea de intrare și de raportul de transfer $x_e = x_i i_T$.

Ecuația de transfer a unui angrenaj este

$$n_2 = n_1 i_T \text{ sau } \omega_2 = \omega_1 i_T$$

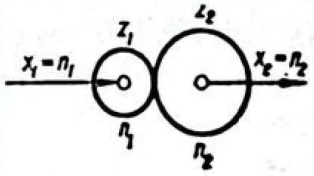
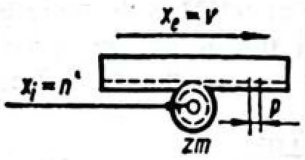
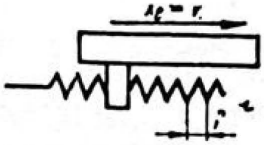
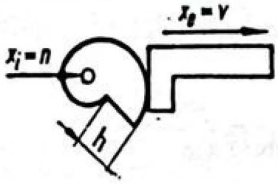
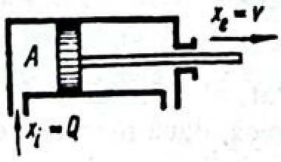
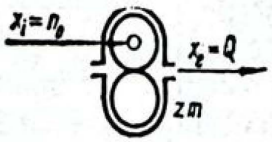
iar pentru mecanismul șurub-piuliță

$$v = np \text{ [mm/min]}$$

Scanned with CamScanner

Tabelul 2.1.

Ecuaţia şi raportul de transfer al unor mecanisme

Denumire	Schiţa	$x_e = i_e x_i$	$i_e = \frac{x_e}{x_i}$
Angrenaj		$n_2 = \frac{z_1}{z_2} n_1$	$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1}$
Pinion-cremalieră		$v = pzn = m\pi zn$	$m\pi z = \frac{v}{n}$
Şurub-piuliţă		$v = pn$	$p = \frac{v}{n}$
Camă-tachet		$v = hn$	$h = \frac{v}{n}$
Cilindru-piston		$v = \frac{Q}{A}$	$\frac{1}{A} = \frac{v}{Q}$
Pompă		$Q = f(mz)n_0$	$f(mz) = \frac{Q}{n_0}$

Scanned with CamScanner

2.2.3. Capacitatea de reglare a mecanismului

Raportul de transfer al unor mecanisme este o constantă, în sensul că nu poate fi modificat, ca de exemplu raportul de transfer al unui angrenaj.

La alte mecanisme, ca de exemplu, droselul sau la pîrghiile cu braţe reglabile, raportul de transfer poate fi modificat între două limite $i_{T\,max}$ şi $i_{T\,min}$, determinînd *domeniul de reglare* al raportului de transfer.

Raportul dintre cele două limite

$$C_{iT} = \frac{i_{T\,max}}{i_{T\,min}}$$

reprezintă *capacitatea de reglare* a mecanismului.

Pentru proiectantul mecanismului, capacitatea de reglare a acestuia este condiţionată de domeniul de reglare al mărimilor de ieşire, cuprinse între $x_{e\,max}$ şi $x_{e\,min}$ care determină *raportul de reglare* al mărimilor de ieşire

$$R_{xe} = \frac{x_{e\,max}}{x_{e\,min}}$$

ca şi de domeniul de reglare al mărimilor de intrare, al căror raport de reglare va fi

$$R_{xi} = \frac{x_{i\,max}}{x_{i\,min}}$$

În adevăr, întrucît mărimea de ieşire maximă este exprimată prin

$$x_{e\,max} = x_{i\,max} i_{T\,max}$$

iar mărimea de ieşire minimă

$$x_{e\,min} = x_{i\,min} i_{T\,min}$$

rezultă că

$$C_{iT} = \frac{R_{xe}}{R_{xi}}$$

astfel încît, pentru un raport de reglare dat, al mărimii de ieşire, capacitatea de reglare a mecanismului, poate fi mai mică, dacă mărimea de intrare poate fi reglată într-un domeniu mai mare.

Această constatare are o deosebită importanţă pentru proiectantul mecanismului. Astfel dacă un mecanism de tip cutie de viteze este acţionat de un motor asincron, deci cu o singură turaţie, caz în care raportul de reglare al mărimilor de intrare $R_{xi} = 1$, atunci capacitatea de reglare a cutiei de viteze trebuie să fie egală cu raportul de reglare al mărimilor de ieşire.

Folosirea unui motor asincron cu două turaţii, deci cu $R_{xi} = 2$, permite reducerea capacităţii de reglare a cutiei de viteze, la jumătate, ceea ce se traduce printr-o construcţie mai simplă şi mai economică.

Scanned with CamScanner

2.3. LANȚUL CINEMATIC ȘI CARACTERISTICILE SALE

2.3.1. Raportul de transfer al lanțului cinematic

Un lanț cinematic constă dintr-un număr oarecare k de mecanisme (fig. 2.5) legate în serie, ale căror rapoarte de transfer sînt:

$$i_1 = \frac{x_{e_1}}{x_{i_1}};$$

$$i_2 = \frac{x_{e_2}}{x_{i_2}};$$

$$\vdots$$

$$i_k = \frac{x_{e_k}}{x_{i_k}}.$$

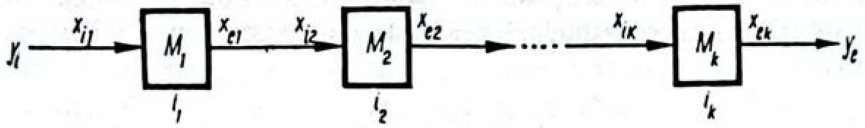


FIG. 2.5. Lanț cinematic de mecanisme legate în serie.

Datorită legării în serie, mărimea de ieșire a unui mecanism este în același timp mărimea de intrare pentru mecanismul următor, astfel că se poate ușor demonstra că raportul dintre mărimea de ieșire din ultimul mecanism și mărimea de intrare în primul mecanism este dat de produsul tuturor rapoartelor de transfer

$$\frac{x_{e_k}}{x_{i_1}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_k.$$

Remarcînd că mărimea de ieșire x_{e_k} din ultimul mecanism este în același timp și *mărimea de ieșire din lanțul cinematic*, pe care o notăm prin y_e, după cum și mărimea de intrare în primul mecanism x_{e_1} este *mărimea de intrare* y_i în lanțul cinematic, expresia precedentă se poate scrie

$$\frac{y_e}{y_i} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_k = i_r,$$

adică:

Raportul de transfer al unui lanț cinematic este raportul dintre mărimea de ieșire și mărimea de intrare și este egal cu produsul rapoartelor de transfer ale mecanismelor din lanțul cinematic.

Ecuația de transfer a unui lanț cinematic rezultă din expresia raportului de transfer ca și în cazul mecanismului

$$y_e = y_i \cdot i_1 \cdot i_2 \dots i_k,$$

Scanned with CamScanner

Rapoartele de transfer $i_1, i_2, ..., i_k$, care determină raportul de transfer total i_T, funcție de mecanismele cărora aparțin, pot fi:

— dimensionale sau adimensionale;

— constante sau variabile (reglabile),

din care cauză pot fi grupate și notate după cum urmează:

i_C — produsul rapoartelor de transfer constante;

i_R — produsul rapoartelor de transfer reglabile;

i_D — produsul rapoartelor de transfer dimensionale,

ceea ce permite a scrie ecuația de transfer (pentru cazul general)

$$y_e = y_i i_C i_R i_D = y_i i_T,$$

care simplifică scrierea acestei ecuații, punînd totuși în evidență (dacă este cazul) caracteristicile cinematice funcționale ale mecanismelor.

2.3.2. Capacitatea de reglare a lanțului cinematic

Funcția de reglare a lanțului cinematic înseamnă a explicita raportul mecanismului (sau mecanismelor) reglabile, în raport cu ceilalți parametri ai ecuației

$$i_R = \frac{y_e}{y_i} \cdot \frac{1}{i_C i_D}.$$

Funcția de reglare a lanțului cinematic este cunoscută sub denumirea de *formulă de reglare* și, în cazul în care această reglare se face cu roți de schimb, ea apare sub forma cunoscută

$$\frac{A}{B} = \frac{y_e}{y_i} \cdot \frac{1}{i_C i_D}.$$

Domeniul sau cîmpul de reglare al mărimilor de ieșire din lanțul cinematic este determinat, ca și în cazul mecanismului, de totalitatea mărimilor de ieșire $y_{e_1}, y_{e_2}, ...$, raportul valorilor extreme

$$\frac{y_{e\,max}}{y_{e\,min}} = R_{y_e}$$

determinînd *raportul de reglare* a mărimilor de ieșire din lanțul cinematic.

Capacitatea de reglare a lanțului cinematic are expresia identică cu aceea dedusă pentru mecanism, schimbînd notația x în y

$$C_{RL} = \frac{i_{T\,max}}{i_{T\,min}} = \frac{y_{e\,max}}{y_{i\,min}} \cdot \frac{y_{i\,max}}{y_{e\,min}};$$

$$C_{RL} = \frac{Ry_e}{Ry_i},$$

adică: *Capacitatea de reglare a lanțului cinematic este determinată de raportul rapoartelor de reglare ale mărimilor de intrare* în *și de ieșire* din *lanțul cinematic.*

Scanned with CamScanner

2.3.3. Asocierea lanțurilor cinematice

Moduri de asociere

Prin funcțiile lor, generatoare sau auxiliare, lanțurile cinematice ale unei mașini-unelte sînt mai mult sau mai puțin dependente între ele, datorită condițiilor cinematice, tehnologice și chiar celor economice impuse.

Astfel, datorită cerințelor cinematice sau tehnologice, două sau mai multe mișcări coplanare sau spațiale, avînd forme și sensuri diferite, trebuie să se producă cu viteze identice sau diferite, strict coordonate sau nu, între ele.

Ca exemplu, în cazul filetării, mișcările componente de rotație și translație pentru generarea elicei trebuie să fie realizate cu viteze ale căror mărimi sînt strict condiționate între ele și ale căror sensuri sînt impuse, pentru obținerea unei elici de anumit pas și anumit sens.

Pe de altă parte mișcările pentru apropierea sau îndepărtarea sculei de piesă, în cazul citat al filetării (pe strung, pe freză etc.), se fac pe direcții și sensuri necondiționate de mișcările precedente și cu viteze care nu sînt determinate de cele cerute de generarea elicei.

Condițiile economice impun folosirea unui număr de mecanisme cît mai mic și cît mai simple (dar cît mai sigure și durabile în funcționare), ceea ce determină ca în multe cazuri o parte din mecanismele unui lanț cinematic să fie folosite, simultan sau nu, și în altul sau în alte lanțuri cinematice.

Astfel, lanțurile cinematice de avans longitudinal transversal și vertical, de la mașinile de frezat, ca și de la multe alte mașini-unelte, folosesc o aceeași cutie de avansuri, un același motor, mecanism de inversarea sensului etc., cu toate că, din punct de vedere cinematic, acestea realizează mișcări pe traiectorii diferite și cu viteze diferite.

Modurile în care lanțurile cinematice se pot lega sau asocia între ele în scopul realizării anumitor dependențe în acestea, se pot grupa în:

— asociate în serie;
— asociate în paralel;
— asociate mixt,

ultimele rezultînd din diferite combinații între primele două tipuri de asocieri.

Asocierea în serie

Două sau mai multe lanțuri cinematice sînt asociate sau legate în serie (fig. 2.6) atunci cînd, prin intermediul unui mecanism C, se transmite mărimea de ieșire y_{e1} dintr-un lanț cinematic sub formă de mărime de intrare y_{i2} în lanțul cinematic următor.

Datorită raportului de transfer i_C al mecanismului C de legătură, între cele două mărimi există relația

$$\frac{y_{i2}}{y_{e1}} = i_C.$$

Scanned with CamScanner

Raportul de transfer i_C poate fi egal cu unitatea, de exemplu în cazul în care mecanismul C este un cuplaj sau un ambreiaj, sau poate fi diferit de unitate (cînd mecanismul C este un angrenaj).

Mecanismul de reglare M_R poate exista în fiecare lanț cinematic care intră în asociere, numai în unele, sau chiar în nici unul. Lipsa acestuia, în-

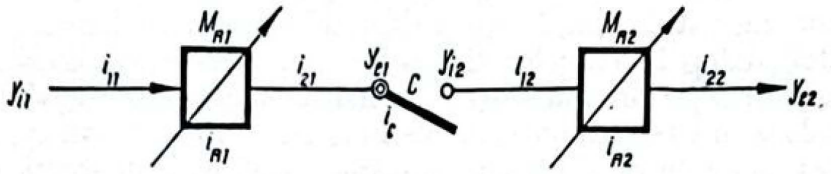


FIG. 2.6. Asociere în serie a două lanțuri cinematice.

seamnă că raportul de transfer al mecanismului respectiv M_R este egal cu unitatea ($i_R = 1$).

Rapoartele de transfer i_{11}, i_{12}, i_{21}, ... sînt rapoarte (sau produsul rapoartelor) de transfer nereglabile, constante.

Ecuația de transfer a unor lanțuri asociate în serie se determină plecînd de la ecuațiile de transfer ale lanțurilor componente.

Din fig. 2.6 rezultă

$$y_{e1} = y_{t1} i_{11} i_{R1} i_{21}$$

și

$$y_{e2} = y_{t2} i_{12} i_{R2} i_{22}.$$

Dar, ecuația de transfer a mecanismului C fiind

$$y_{t2} = y_{e1} i_C,$$

ecuația celui de la al doilea lanț cinematic devine

$$y_{e2} = y_{e1} i_C i_{12} i_{R2} i_{22}$$

sau, ținînd seama și de expresia lui y_{e1}, se obține

$$y_{e2} = y_{t1} i_{11} i_{R1} i_{21} i_C i_{12} i_{R2} i_{22}$$

ecuația de transfer a lanțurilor asociate în serie.

Se poate constata ușor că această ecuație putea fi scrisă și direct, din fig. 2.6.

Grupînd rapoartele de transmitere fixe sub notația

$$K_{12} = i_{11} i_{21} i_{12} i_{22},$$

aceeași ecuație capătă forma

$$y_{e2} = K_{12} y_{t1} i_{R1} i_{R2}.$$

În multe cazuri, după cum s-a arătat, raportul de transfer al ultimului mecanism din lanțul cinematic este dimensional. Indicarea acestui raport

Scanned with CamScanner

de transfer, în ecuația de transfer a lanțului cinematic, este în acest caz obligatorie, ca de exemplu

$$y_{e2} = K_{12} y_{t1} i_{R1} i_{R2} i_{D2}$$

Un lanț cinematic se poate lega în serie, pe rînd, cu două sau cu mai multe lanțuri cinematice, după cum se exemplifică în fig. 2.7.

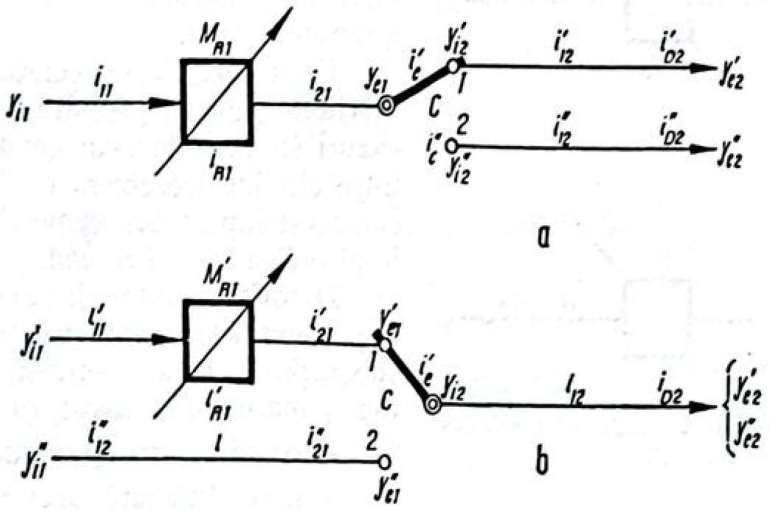


FIG. 2.7. Asociere în serie a mai multor lanțuri cinematice.

Este evident că pentru fiecare poziție a comutatorului C se obține la capătul de ieșire o altă mărime y_{e2}, determinată de mărimile de intrare de y_{t1} și de rapoartele de transfer ale lanțurilor respective.

Astfel, în cazul figurii 2.7, *a*, mărimile de ieșire vor fi:

$$y'_{e2} = y_{t1} i_{11} i_{R1} i_{21} i'_C i'_{12} i'_{D2}$$

și

$$y''_{e2} = y_{t1} i_{11} i_{R1} i_{21} i''_C i''_{12} i''_{D2}.$$

Ca exemplificare, astfel de asociații de lanțuri cinematice se folosesc pentru obținerea avansului longitudinal ($y'_{e2} = v_{av\,long}$) și transversal ($y''_{e2} = v_{av\,trans}$) la mașinile de frezat, folosindu-se, în acest scop, un motor unic care asigură mărimea de intrare ($y_{t1} = n_0$), precum și o singură cutie de avansuri M_{R1}.

A doua schemă (fig. 2.7, *b*) se poate întîlni în numeroasele cazuri în care, pe lîngă mișcarea de avans, a cărei viteză $v_{av} = y''_{e2}$ este reglată prin cutia de avansuri M'_{R1}, este necesară și o mișcare de deplasare rapidă cu viteză rapidă $v_{rap} = y''_{e2}$, ceea ce impune folosirea unei turații mult mai mari, obținută dintr-un lanț cinematic fără cutie de avansuri.

Ecuațiile mărimilor de ieșire vor fi:

$$y'_{e2} = y'_{t1} i'_{12} i'_{R1} i'_{21} i'_C i'_{12} i_{D2}$$

și

$$y''_{e2} = y''_{t1} i''_{12} i''_{21} i''_C i_{12} i_{D2}.$$

Scanned with CamScanner

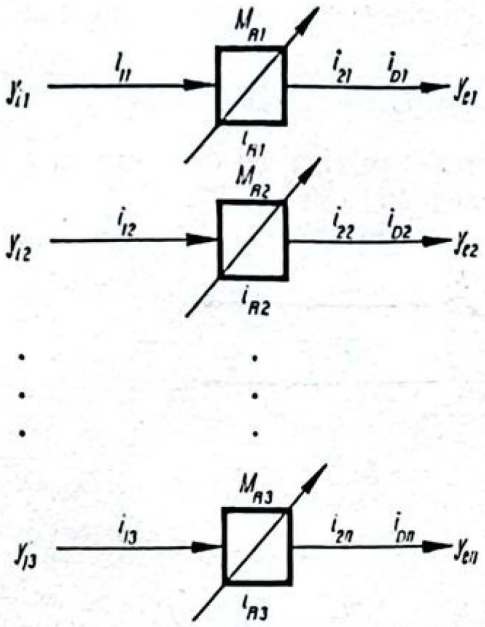


FIG. 2.8. Asociere în paralel a lanțurilor cinematice.

Asocierea în paralel

Două sau mai multe lanțuri cinematice sînt asociate în paralel (fig. 2.8) atunci cînd între mărimile de ieșire trebuie să existe anumite relații, sau cînd între mărimile de intrare există anumite relații.

Ca urmare, dacă se consideră numai mărimile de ieșire, rezultă că în ambele cazuri ele stau într-un anumit raport între ele, cu deosebirea că în primul caz acest raport *este impus*, în timp ce în al doilea caz, el *rezultă*.

Datorită acestor deosebiri, lanțurile cinematice asociate în paralel se pot subgrupa, în ceea ce privește legătura dintre mărimile de ieșire, ca fiind:

— condiționată cinematic;

— necondiționată cinematic.

Ca exemplificare pentru prima subgrupă, se citează lanțurile cinematice, care asigură mișcarea de rotație și de translație pentru obținerea directoarei elicoidale, ale căror viteze să satisfacă raportul $v_T/v_A = \text{tg}\beta$.

Pentru cazul al doilea, se pot cita lanțurile cinematice care asigură viteza de așchiere și viteza de avans, între care nu există o condiționare ca în cazul precedent.

a. **Asocierea în paralel cu legătură necondiționată a mărimilor de ieșire,** se folosește în numeroase cazuri, în cinematica mașinilor-unelte, și nu ridică probleme cinematice dificile.

La acest tip de asociere a lanțurilor cinematice, mărimile de intrare sînt dependente între ele, din punct de vedere cinematic, dar această dependență poate fi relativă sau rigidă. În fig. 2.9 se exemplifică primul caz, în care mărimile de intrare y_{i1} și y_{i2} sînt turațiile n_{01} și n_{02} ale motoarelor asin-

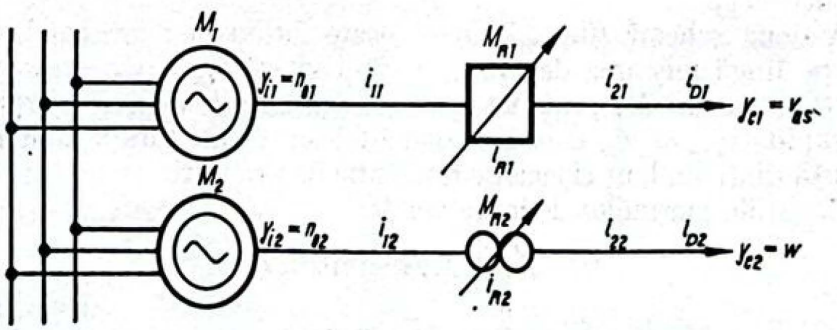


FIG. 2.9. Asociere în paralel, cu legătura necondiționată a mărimilor de ieșire.

Scanned with CamScanner

crone M_1 și M_2, iar mărimile de ieșire — y_{e1} este viteza de așchiere $v_{aș}$, iar y_{e2} viteza de avans v_{av} — ceea ce înseamnă că primul este un lanț cinematic principal, iar al doilea — un lanț cinematic de avans, fiecare cu motor independent.

Se știe că motorul asincron are o turație constantă exprimată prin

$$n_0 = \frac{60f}{p}(1 - s),$$

în care: f este frecvența;

p — numărul perechilor de poli;

s — alunecarea.

Făcînd raportul turațiilor, adică al mărimilor de intrare

$$\frac{y_{t2}}{y_{t1}} = \frac{n_{02}}{n_{01}} = \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{1 - s_2}{1 - s_1},$$

se constată că acesta este constant, deoarece p_1 și p_2 sînt constante, constructive, iar s_1 și s_2 sînt de asemenea specifice fiecărui motor pentru o sarcină dată.

Ca urmare, deoarece

$$\frac{y_{t2}}{y_{t1}} = \frac{n_{02}}{n_{01}} = \text{const},$$

urmează că și

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = \frac{v_{av}}{v_{aș}} = \text{const}.$$

pentru valori date ale rapoartelor de reglare i_{R1} și i_{R2}.

În realitate însă, la variația efortului de așchiere, alunecarea s_1 a motorului M_1 crește și deci $v_{aș}$ scade, în timp ce s_2 și deci v_{av} se mențin constante, sau s_2 se poate să varieze după altă lege decît aceea a alunecării s_1. Din această cauză, legea de variație a mărimilor de ieșire nu este identică cu aceea a mărimilor de intrare.

Aceste variații ale mărimilor de ieșire, neinfluențînd procesul de așchiere, explică utilizarea pe scară foarte largă a asocierii în paralel a celor două lanțuri cinematice printr-o *legătură cinematică relativă* (sau pseudocinematică) a mărimilor de intrare, deoarece mărimile de ieșire sînt *necondiționate cinematic*.

În unele construcții, pe considerente economice, ambele lanțuri cinematice pot fi antrenate de un același motor asincron (fig. 2.10), ceea ce face ca ambele mărimi de intrare să fie identice

$$y_{t2} = y_{t1} = n_0$$

și, ca urmare, raportul acestora

$$\frac{y_{t2}}{y_t} = 1 = \text{const}.$$

Scanned with CamScanner

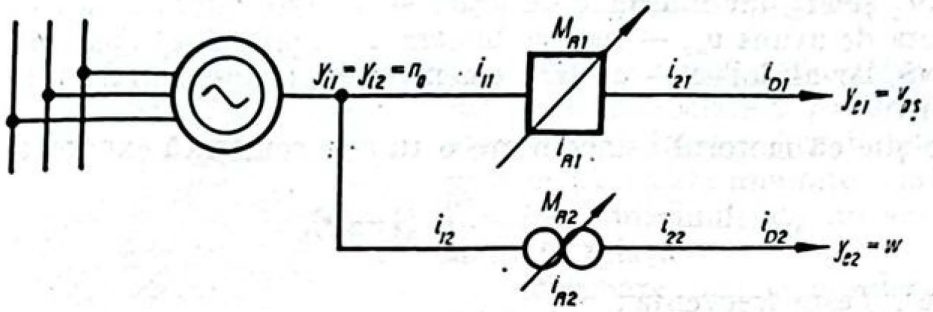


FIG. 2.10. Asociere în paralel, cu legătură cinematică rigidă, rezultată din considerente economice.

să fie constant. La variația efortului de așchiere, ca și în cazul precedent, scade n_0 și $v_{aș}$, dar în același timp scade și v_{av}, datorită faptului că mărimea de intrare în lanțul cinematic de avans este identică cu aceea din lanțul cinematic principal. Ca urmare, raportul mărimilor de ieșire

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = \frac{v_{av}}{n_{aș}} = \text{const}$$

se menține constant, acesta variind identic cu cel al mărimilor de intrare.

În acest caz, datorită legăturii cinematice rigide impuse capetelor de intrare a lanțurilor cinematice, din criterii economice, rezultă de asemenea o legătură cinematică rigidă între mărimile de ieșire ale lanțurilor cinematice fără ca aceasta să fi fost impusă, deoarece vitezele de așchiere și avans nu sînt condiționate cinematic între ele.

În lanțurile cinematice asociate în paralel, cu legătură necondiționată a mărimilor de ieșire, poate exista pe fiecare din acestea cîte un mecanism de reglare (v. fig. 2.10), după cum el poate lipsi dintr-unul (fig. 2.11), din mai multe, sau chiar din toate lanțurile cinematice componente, prezența acestuia fiind determinată de necesitatea reglării mărimii de ieșire din lanțul cinematic respectiv.

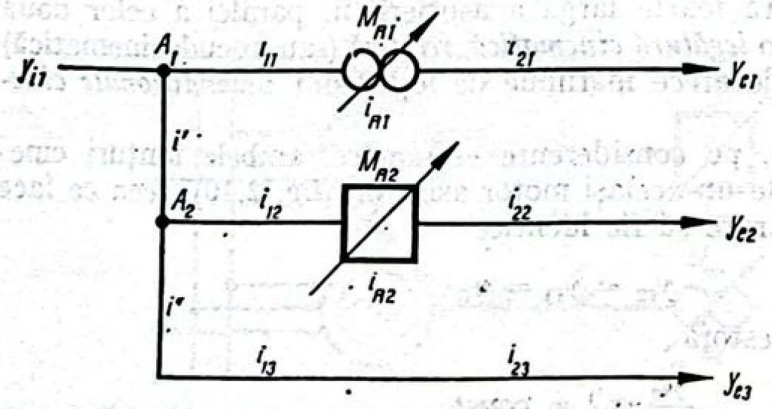


FIG. 2.11. Asociere în paralel a mai multor lanțuri cinematice.

Este evident că acționînd asupra unuia dintre mecanismele de reglare, raportul dintre mărimea de ieșire a lanțului cinematic respectiv și celelalte mărimi de ieșire se va modifica, cu toate că mărimea de intrare y_{i1}, fiind comună, rămîne constantă.

Scanned with CamScanner

b. Asocierea în paralel cu legătură condiționată a mărimilor de ieșire este necesară la realizarea traiectoriilor directoare și generatoare cinematice.

Astfel, în cazul lanțului cinematic de filetare, deja citat (v. fig. 2.1), reprezentat structural în fig. 2.12, mărimile de ieșire sînt

$$y_{e1} = v_T; \quad y_{e2} = v_A,$$

iar raportul lor este condiționat prin relația cinematică

$$\frac{y_{e1}}{y_{e2}} = \frac{v_T}{v_A} = \text{tg}\beta,$$

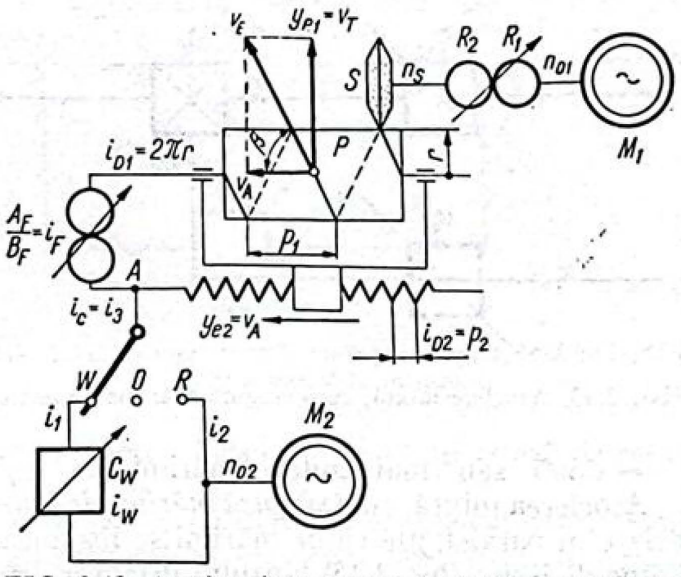


FIG. 2.12. Asociere în paralel cu legătura condiționată a mărimilor de ieșire.

care la rîndul său este determinată de condiția geometrică

$$\text{tg}\beta = \frac{2\pi r}{p_1},$$

caracteristică elicei cilindrice.

Trebuie remarcat că pentru obținerea unei traiectorii elicoidale (deci a unui filet) cu pas constant (condiție foarte importantă pentru filete) relația dintre mărimile de ieșire trebuie scrisă sub forma

$$\frac{y_{e1}}{y_{e2}} = \frac{v_T}{v_A} = \text{tg}\,\beta = \text{const.}$$

Dacă prima condiție $y_{e1}/y_{e2} = \text{tg}\,\beta$ se poate realiza ușor, acționînd asupra mecanismului de reglare M_{R2} (roți de schimb), realizarea simultană și a condiției $y_{e1}/y_{e2} = \text{const.}$ implică ca și $y_{i1}/y_{i2} = \text{const.}$ Satisfacerea acestei condiții nu se poate obține decît printr-o legătură cinematică rigidă, realizată printr-un mecanism A (cuplaj, angrenaj etc.), avînd raportul de transfer i_c.

Astfel soluționată cerința, apare evident că

$$y_{i2} = y_{i1} i_C,$$

de unde

$$\frac{y_{i1}}{y_{i2}} = \frac{1}{i_C} = \text{const},$$

în care i_C poate fi egal și cu unitatea.

Scanned with CamScanner

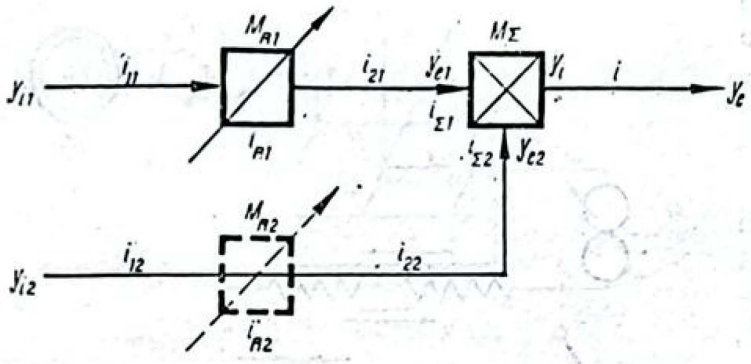


FIG. 2.13. Asociere mixtă, cu o singură mărime de ieșire.

Asocierea mixtă

Prin asocierea mixtă a lanțurilor cinematice se înțelege ori ce asociere între lanțurile cinematice legate în serie și lanțurile cinematice legate în paralel. Ele se pot grupa în lanțuri cinematice asociate mixt, care furnizează la capătul de ieșire:

— o mărime de ieșire;

— două sau mai multe mărimi de ieșire.

Asocierea mixtă, cu *o singură mărime de ieșire*, constă în lanțuri cinematice asociate în paralel, ale căror mărimi se însumează pentru a furniza o singură mărime de ieșire (fig. 2.13) lanțului următor, care este legat în serie cu precedentele, ceea ce ar permite și denumirea de asociere paralel-serie.

Însumarea algebrică a mărimilor de ieșire y_{e1} și y_{e2} se obține printr-un mecanism de însumare M_Σ care poate fi: mecanism diferențial, mecanism cu clichet, cuplaj cu role etc. ca mecanisme mecanice, sau diferite tipuri de sertărașe hidraulice care permit însumarea debitelor, precum și orice alt mecanism care permit însumarea a două mărimi de aceleași sau de diferite naturi.

În cazul fig. 2.13 în mecanismul M_Σ intră mărimile y_{e1} și y_{e2} și, datorită proprietăților de însumare a acestui mecanism și a rapoartelor de transfer ale sale i_{Σ_1} și i_{Σ_2}, rezultă la ieșire mărimea y_i.

Ecuația de transfer a mecanismului va fi deci

$$y_i = y_{e1} i_{\Sigma_1} \pm y_{e2} i_{\Sigma_2}.$$

Pentru determinarea ecuației de transfer a întregului ansamblu de lanțuri cinematice se determină ecuațiile fiecărui lanț în parte și se ține seama în final de ecuația de transfer a mecanismului M_Σ.

Se poate scrie deci

$$y_{e1} = y_{i1} i_{11} i_{R1} i_{21};$$
$$y_{e2} = y_{i2} i_{12} i_{R2} i_{22};$$
$$y_e = y_i i.$$

Prin înlocuiri succesive, se obține

$$y_e = y_{i1} i_{11} i_{R1} i_{21} i_{\Sigma 1} i \pm y_{i2} i_{12} i_{R2} i_{22} i_{\Sigma 2} i,$$

iar prin gruparea rapoartelor de transfer constante și prin notarea lor cu K_1 și K_2, rezultă expresia simplificată a ecuației mărimii de ieșire

$$y_e = y_{i1} K_1 i_{R1} \pm y_{i2} K_2 i_{R2},$$

în care i_{R1} și i_{R2} pot fi egali cu unitatea dacă mecanismul de reglare respectiv, nu există.

Scanned with CamScanner

Ca exemplificare, se consideră că mărimile de intrare y_{i1} și y_{i2} sînt debitele Q_1 și Q_2 a două pompe, i_{R1} și i_{R2} caracteristicile de reglare a debitului de către droselele M_{R1} și M_{R2}, y_{e1} și y_{e2} debitele Q_{DR1} și Q_{DR2} pe care le lasă să treacă cele două drosele spre sertărașul de însumare M_Σ. De la acestea, suma debitelor y_i este trimisă spre un motor hidraulic, a cărui viteză de rotație sau de translație este y_e.

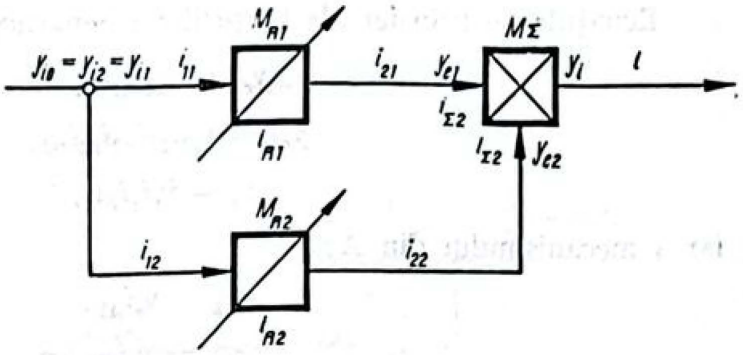


FIG. 2.14. Asociere mixtă, ca și precedenta, însă cu legătură cinematică la intrare.

Sertărașul M_Σ poate însuma cele două debite, deoarece el poate trimite pe unul sau pe celălalt sau ambele debite spre rezervor. În aceste cazuri, constanta K_1 sau K_2, sau ambele, devin zero, fiindcă raportul de transfer i_{Σ_1} sau i_{Σ_2}, sau ambele, sînt egale cu zero.

În fig. 2.14 se exemplifică o asociație mixtă, identică cu precedenta, cu deosebirea că mărimea de intrare y_{i2} se obține printr-un mecanism de legătură astfel încît $y_{i2} = y_{i1}$ și ambele egale cu mărimea y_{i0}.

Ținînd seama de aceste relații, ecuația de transfer va fi

$$y_e = y_{i0}(K_1 i_{R1} \pm K_2 i_{R2}),$$

întrucît ceilalți parametri din lanțul cinematic rămîn aceiași.

Asocierea mixtă, cu *două sau cu mai multe mărimi de ieșire*, constă în asocierea de lanțuri cinematice în serie cu lanțuri cinematice în paralel, astfel încît aceasta poate fi denumită *asociere serie-paralel* (fig. 2.15).

Cele două (sau mai multe) lanțuri cinematice asociate în paralel pot face parte din subgrupa, în ceea ce privește *legătura dintre mărimile de ieșire*, necondiționată sau condiționată cinematic.

Primul caz, cu legătura dintre y_{e2} și y_{e1} *necondiționată cinematic*, se reduce la studiul deja făcut asupra acestora, în care mărimile de intrare se obțin printr-o legătură cinematică în A (v. fig. 2.10) la care însă mărimea comună de intrare este furnizată de lanțul cinematic din stînga.

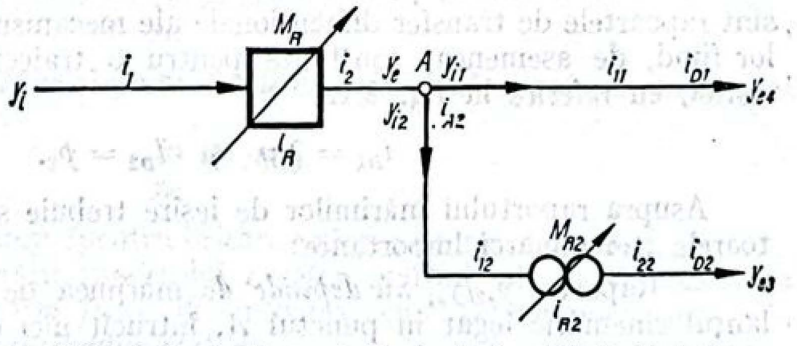


FIG. 2.15. Asociere mixtă, cu două mărimi de ieșire.

Scanned with CamScanner

Ecuațiile de transfer ale lanțurilor cinematice vor fi:

$$y_{e1} = y_{t1} i_{11} i_{D1};$$

$$y_{e2} = y_{t2} i_{12} i_{R2} i_{22} i_{D2};$$

$$y_e = y_t i_1 i_R i_2.$$

iar a mecanismului din A:

$$y_{t1} = y_e i_{A1};$$

$$y_{t2} = y_e i_{A2}.$$

Ținîndu-se seama de toate aceste ecuații, rezultă:

$$y_{e1} = y_t i_1 i_R i_2 i_{A1} i_{11} i_{D1};$$

$$y_{e2} = y_t i_1 i_R i_2 i_{A2} i_{12} i_{R2} i_{22} i_{D2}.$$

Grupînd rapoartele constante, ecuațiile mărimilor de ieșire vor fi:

$$y_{e1} = y_{t1} K K_1 i_R i_{D1};$$

$$y_{e2} = y_{t1} K K_2 i_{R2} i_{D2}.$$

Se poate remarca doar că orice variație a mărimii i acționează identic și simultan asupra mărimilor de ieșire y_{e1} și y_{e2}.

Cazul în care y_{e1} și y_{e2} sînt *condiționate cinematic* revine la analiza deja făcută asupra lanțurilor asociate în paralel cu astfel de condiționare (v. fig. 2.12) cu luarea în considerare și a lanțului cinematic, legat în serie în punctul de intrare A.

Ecuațiile de transfer ale lanțurilor cinematice vor fi identice cu cele precedente ca și ecuațiile mărimilor de ieșire.

Raportul mărimilor de ieșire

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = \frac{i_{D2}}{i_{D1}} = i_{R2} = \text{const.}$$

este în adevăr constant, pentru o mărime dată a lui i_{R2}, deoarece i_{D1} și i_{D2} sînt rapoartele de transfer dimensionale ale mecanismelor de ieșire, mărimile lor fiind, de asemenea, constante pentru o traiectorie bine determinată. Astfel, cu referire la fig. 2.12,

$$i_{D1} = 2\pi r \quad \text{și} \quad i_{D2} = p_2.$$

Asupra raportului mărimilor de ieșire trebuie să se facă însă și următoarele trei remarci importante:

— Raportul y_{e2}/y_{e1} *nu depinde de* mărimea de intrare y_e, furnizată de lanțul cinematic legat în punctul A, întrucît nici o mărime a acestui lanț cinematic nu intervine în expresia acestui raport.

Scanned with CamScanner

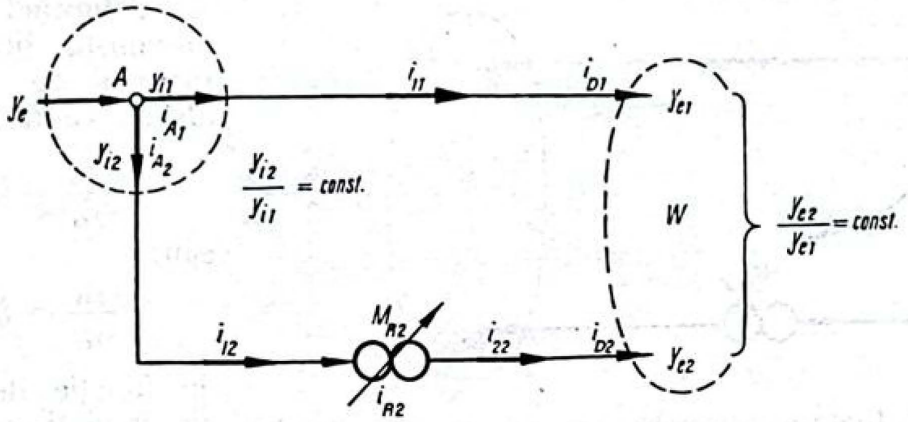


FIG. 2.16. Mecanismul fictiv W ca element de închidere a lanțurilor cinematice.

— Fiindcă raportul y_{e2}/y_{e1} nu depinde de mărimea de intrare în punctul A, această mărime y_e *poate fi variabilă sau nu*, ceea ce nu afectează constanța raportului mărimilor de ieșire (bineînțeles pentru un i_{R2} dat).

— Raportul y_{e2}/y_{e1} *poate fi modificat*, acționînd asupra lui i_{R2}, fără ca această modificare să fie condiționată de mărimea y_e furnizată de lanțul cinematic care alimentează aceste două lanțuri legate în paralel.

Ca urmare a acestor trei remarci, care scot în evidență neintervenția prezenței legăturii în serie în A, a unui lanț cinematic la grupul lanțurilor cinematice legate în paralel (dar cu mărimile de ieșire condiționate printr-o legătură cinematică) acestea pot fi reprezentate ca în fig. 2.16.

2.3.4. Lanțurile cinematice închise

Mecanismul fictiv

Cele două lanțuri cinematice, legate în paralel, din fig. 2.12, au o legătură comună în A, realizată printr-un mecanism carecare (cuplaj, angrenaj etc.) care asigură menținerea constantă a raportului mărimilor de intrare

$$\frac{y_{i2}}{y_{i1}} = \text{const.}$$

La capetele de ieșire se obțin mărimile de ieșire, a căror raport condiționat

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = \text{const.}$$

este de asemenea constant (pentru oricare valoare constantă a lui i_{R2}).

Datorită condiționării raportului acestor mărimi, ele se comportă ca aparținînd unui *mecanism fictiv* W, întocmai cum se comportă mărimile y_{i2} și y_{i1}, datorită *mecanismului real* A.

Scanned with CamScanner

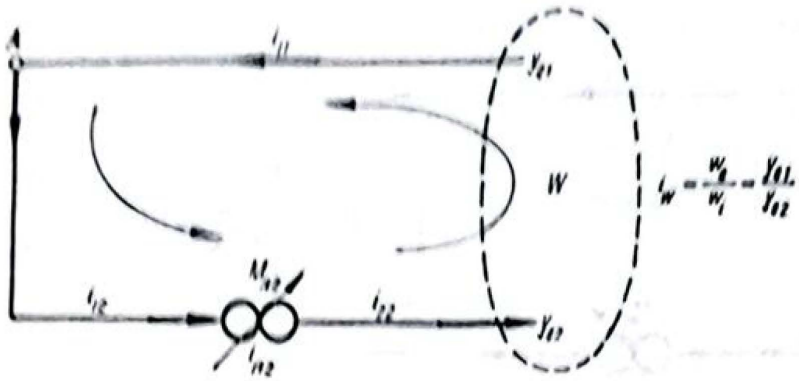


FIG. 2.17. Lanț cinematic închis. Sensul de circulație a fluxului cinematic.

Admițînd acest mecanism fictiv W, raportul de transfer al său va fi

$$\frac{\gamma_{e2}}{\gamma_{e1}} = i_w$$

sau

$$\frac{\gamma_{e1}}{\gamma_{e2}} = i_w,$$

în funcție de sensul de circulație a fluxului cinematic prin mecanism, sens care poate fi bine precizat și justificat, considerîndu-l în sensul *de la punctul de alimentare A* (fig. 2.17) spre *mecanismul de reglare* M_R.

Ca urmare, ținînd seama de sensul de circulație, raportul de transfer al mecanismului fictiv va fi

$$i_w = \frac{w_e}{w_i} = \frac{\gamma_{e1}}{\gamma_{e2}}.$$

Datorită legării celor două lanțuri cinematice și prin mecanismul fictiv W ele formează un *lanț cinematic închis*, caracterizat printr-un mecanism de reglare și un punct A de alimentare cu flux cinematic, care stabilește și sensul de circulație a acestui flux.

Raportul de transfer $i_w = w_e/w_i$ reprezintă *condiția de închidere cinematică* a lanțului cinematic închis.

Ecuația lanțului cinematic închis

Pentru stabilirea unei astfel de ecuații este necesar să se precizeze mărimea de intrare și de ieșire dintr-un lanț cinematic închis.

Considerînd că mărimea de ieșire w_e din mecanismul fictiv este mărime reală de intrare Y_i în lanțul cinematic închis, rezultă evident că mărimea de ieșire Y_e din lanțul cinematic închis va fi mărimea w_i de intrare în mecanismul fictiv W (fig. 2.18).

Cu aceste precizări, ecuația lanțului cinematic închis, după schema sa structurală din figura precedentă, devine:

$$Y_e = Y_i \frac{1}{i_{D1}} \cdot \frac{1}{i_{11}} \cdot i_{12} i_{R2} i_{22} i_{p2}.$$

Rapoartele de transfer i_{D1} și i_{11} intervin în ecuație prin inversele lor, datorită faptului că circulația fluxului cinematic în ramura $A - i_{11} - W$ se face în sens invers sensului în care circulă fluxul în lanțul cinematic deschis.

Scanned with CamScanner

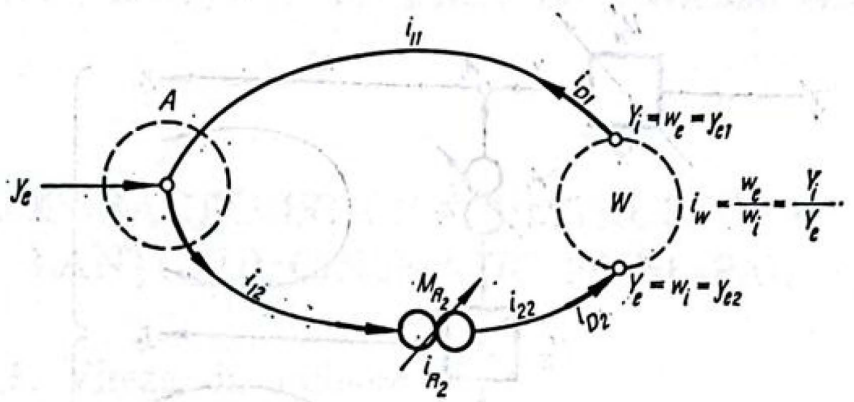


FIG. 2.18. Schemă structurală pentru determinarea ecuației lanțului cinematic închis.

Grupînd elementele constante sub simbolul K, rezultă

$$Y_e = Y_i K \frac{i_{D2}}{i_{D1}} i_{R2}.$$

Raportul de transfer al lanțului cinematic închis, rezultă din ecuația de transfer

$$I_T = \frac{Y_e}{Y_i} = K \frac{i_{D2}}{i_{D1}} i_{R2}.$$

Funcția (formula) de reglare a lanțului cinematic închis

Luînd în considerare, ultimele două egalități ale raportului de transfer precedent, rezultă că

$$i_{R2} = \frac{Y_e}{Y_i} \cdot \frac{1}{K} \cdot \frac{i_{D1}}{i_{D2}},$$

dar cum, pe de altă parte, datorită mecanismului fictiv,

$$\frac{Y_e}{Y_i} = \frac{w_i}{w_e} = \frac{1}{i_w},$$

se obține în final că funcția de reglare a lanțului cinematic închis este

$$i_{R2} = \frac{1}{i_w} \cdot \frac{1}{K} \cdot \frac{i_{D1}}{i_{D2}}.$$

Raportul de reglare i_{R2} se realizează prin roți de schimb, deci se poate scrie

$$\frac{A}{B} = \frac{1}{i_w} \cdot \frac{1}{K} \cdot \frac{i_{D1}}{i_{D2}}.$$

Scanned with CamScanner

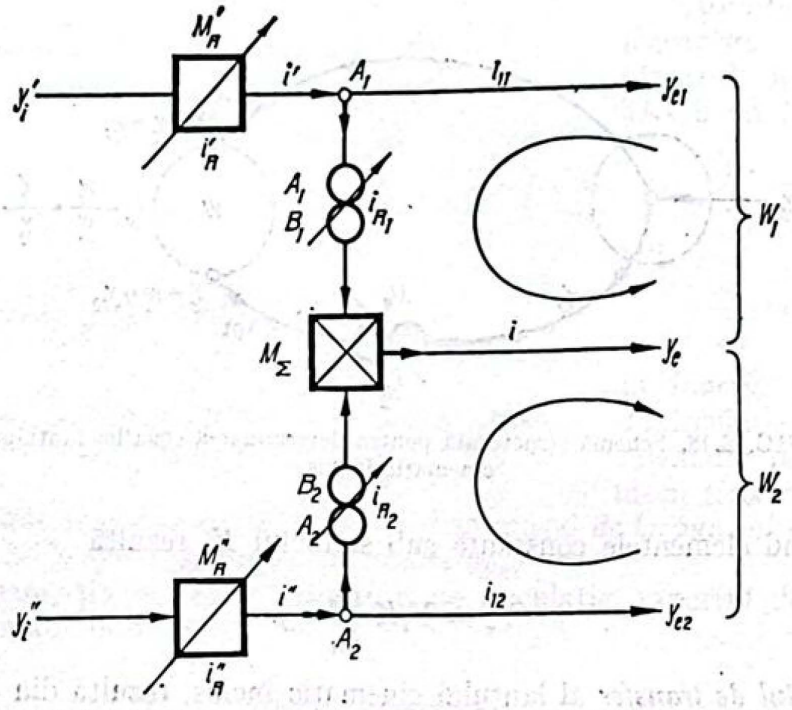


FIG. 2.19. Asociere mixtă cu mai multe mărimi de intrare și de ieșire.

Ca exemplificare, să refolosim schema din fig. 2.12 în care

$$i_w = \frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg}\beta = \frac{2\pi r}{p_1};$$

$$i_{D1} = 2\pi r;$$

$$i_{D2} = p_2.$$

Funcția de reglare a lanțului cinematic închis (lanț cinematic de filetare, în acest caz) va fi

$$\frac{A}{B} = \frac{p_1}{2\pi r} \cdot \frac{1}{K} \cdot \frac{2\pi r}{p_2},$$

adică formula cunoscută

$$\frac{A}{B} = \frac{p_1}{p_2}$$

pentru cazul obișnuit în care $K = 1$.

Lanțurile cinematice închise au o largă utilizare la generarea cinematică a directoarelor și generatoarelor, combinația acestora putînd fi foarte variată, ca de exemplu aceea din fig. 2.19, necesară la generarea danturilor evolventice, înclinate, pe unele mașini-unelte. Studiul acestor lanțuri cinematice se face în capitolele referitoare la lanțurile cinematice generatoare respective.

Scanned with CamScanner

3. LANȚUL CINEMATIC PRINCIPAL

3.1. CARACTERISTICILE ȘI STRUCTURA LANȚULUI CINEMATIC PRINCIPAL

3.1.1. Viteza de așchiere

Lanțul cinematic principal se definește, în genere, ca asigurînd realizarea *vitezei* de *așchiere*, necesare procesului de așchiere pe mașina-unealtă.

Afirmația este însă numai parțial valabilă ca și însăși definiția.

Viteza de așchiere este unul dintre cei mai importanți parametri ai procesului de așchiere și se determină teoretic pe considerente tehnologice. Realizarea acesteia ridică probleme specifice cinematice, a căror rezolvare conduce la obținerea unei viteze de așchiere mai mult sau mai puțin apropiată de cea cerută.

Din această cauză, este necesar să se facă deosebire între *viteza tehnologică de așchiere* (teoretică) cerută și *viteza reală* de așchiere (cinematică), obținută în procesul real de așchiere pe mașina-unealtă.

Pe de altă parte, viteza reală de așchiere rezultă, în majoritatea cazurilor, din compunerea mai multor viteze, dintre care, componenta cea mai apropiată ca mărime de viteza reală de așchiere, asigurată de unul din lanțurile cinematice generatoare, este denumită *viteză principală de așchiere*, iar lanțul cinematic generator respectiv capătă denumirea de *lanț cinematic principal*.

a. **Viteza tehnologică de așchiere** se determină pe criteriile teoriei așchierii, în condiții economice, din care cauză, aceasta se exprimă în genere prin formula

$$v_{aș} = \frac{C_v}{T^{m_t} t^{x_v} s^{y_v}} \text{ [m/min]},$$

în care C_v, x_v și y_v sînt constante experimentale pentru diferite materiale, T este durabilitatea sculei, iar t și s, adîncimea și avansul de așchiere.

b. **Viteza reală de așchiere** se realizează pe traiectoria mișcării de așchiere în timpul producerii procesului de așchiere.

Traiectoria mișcării de așchiere poate fi identică cu traiectoria directoare (filetarea la strung, rabotarea) sau diferită de aceasta (strunjirea cu avans continuu, frezarea în genere) datorită însumării mișcării de pe traiectoria directoare cu mișcările de avans. În toate cazurile, viteza reală de așchiere este rezultanta însumării vitezelor mișcărilor de pe traiectoriile a căror combinare determină traiectoria directoare sau a acestora și a mișcării de avans.

Scanned with CamScanner

Din această cauză, mărimea vitezei reale de așchiere și modul de variație al ei sînt puternic influențate de componenta principală a ei: viteza principală de așchiere.

c. **Viteza principală de așchiere** este viteza pe care o poate asigura lanțul cinematic principal pe o traiectorie circulară sau rectilinie, traiectorie care poate fi însăși traiectoria directoare (strunjirea cilindrică, rabotarea) sau una din traiectoriile componente ale directoarei (traiectoria circulară în cazul directoarei elicoidale, a directoarei spirale la detalonare etc.).

Expresia vitezei principale de așchiere pentru traiectorii circulare este

$$v = \frac{\pi d n}{1\,000},$$

iar pe traiectorii rectilinii alternative

$$v = \frac{2ln}{1\,000}$$

în care: d este diametrul piesei sau al sculei;
l — lungimea unei curse simple;
n — numărul de rotații sau de curse duble pe minut.

Pentru a realiza viteza principală v, egală cu viteza de așchiere tehnologică $v_{aș}$ pentru diametre și lungimi de curse date, este necesar ca lanțul cinematic principal să poată furniza la capătul de ieșire o turație

$$n = \frac{1\,000\ v_{aș}}{\pi d}$$

sau un număr de curse duble

$$n = \frac{1\,000\ v_{aș}}{2l}.$$

Avînd în vedere că $v_{aș}$, d și l pot varia în domenii foarte largi, funcție de cerințele procesului de așchiere și de dimensiunile pieselor (sau sculelor), rezultă că lanțul cinematic principal trebuie să poată realiza oricare turație rezultată din expresiile de mai sus, ceea ce este extrem de dificil, dacă nu imposibil, de realizat din punct de vedere tehnic și economic.

Din aceste cauze, viteza reală de așchiere, care este determinată în foarte mare măsură de viteza principală de așchiere, nu poate fi decît aproximativ egală (mai mare sau mai mică) cu viteza tehnologică de așchiere.

În cele ce urmează, pentru ușurința expunerii și pentru menținerea unei terminologii încetățenite, se va folosi denumirea de viteză de așchiere și simbolul $v_{aș}$ pentru viteza principală de așchiere, precizîndu-se, cînd va fi cazul, celelalte două feluri de viteze de așchiere.

Scanned with CamScanner

3.1.2. Definirea lanţului cinematic principal

Din paragraful precedent, privind precizarea noţiunii de viteză de aşchiere, rezultă şi scopul ca şi definiţia lanţului cinematic principal:

Lanţ cinematic principal este lanţul cinematic generator care asigură pe traiectoria directoare, sau pe una din componentele acesteia, viteza principală de aşchiere, componenta cea mai mare a vitezei reale de aşchiere.

Traiectoriile pe care lanţul cinematic principal poate realiza viteza principală de aşchiere sînt traiectorii circulare sau rectilinii.

3.1.3. Structura lanţului cinematic principal

Avînd ca scop realizarea vitezei de aşchiere pe traiectorii directoare de formă circulară sau rectilinie, lanţul cinematic principal, la capătul său de ieşire trebuie să posede mecanismul corespunzător realizării formei circulare sau rectilinii, adică fie un mecanism fus-lagăr (strung, maşină de frezat, de găurit etc.) sau un mecanism ghidaj-sanie (şeping, raboteză etc.).

Importanţa realizării formei directoarei, cît mai apropiată de aceea teoretică-geometrică, se resfrînge direct asupra construcţiei acestor mecanisme ale maşinilor-unelte, la care există posibilitatea eliminării jocurilor şi a menţinerii pe durată cît mai mare a formei corecte a directoarei.

Traiectoria directoare se caracterizează nu numai prin formă, ci şi prin dimensiuni, şi anume la directoarele circulare prin rază, iar la cele rectilinii prin lungime.

Este evident că în cazul directoarelor rectilinii, prin dimensiunile constructive maxime ale ghidajelor, se determină implicit şi dimensiunea maximă a directoarei care poate fi obţinută pe maşina-unealtă respectivă.

În cazul directoarelor circulare, mecanismul fus-lagăr (sau ghidajele circulare ale unor maşini-unelte) nu pot asigura decît forma şi nu dimensiunea directoarei.

Raza directoarei, pentru unele maşini-unelte, este determinată de însăşi raza piesei (strung, maşină de rectificat rotund etc.); pentru alte maşini-unelte, raza directoarei este determinată de raza sculei (maşină de găurit etc.).

Ca urmare, în timp ce mecanismul ghidaj-sanie asigură forma şi dimensiunile directoarelor rectilinii, directoarele circulare sînt realizate ca formă şi dimensiune de ansamblul fus-lagăr-piesă sau fus-lagăr-sculă, care formează mecanismul de ieşire al lanţului cinematic principal.

Există însă şi o a treia variantă fus lagăr-dispozitiv, pe ultimul montîndu-se scula, de exemplu platoul maşinilor de găurit şi alezat (fig. 3.1).

Ca urmare, acestea sînt, mecanismele de ieşire ale lanţurilor cinematice principale, care pot asigura realizarea mărimii de ieşire: *viteza de aşchiere pe o traiectorie directoare circulară sau rectilinie de anumită dimensiune, reglabilă.*

Scanned with CamScanner

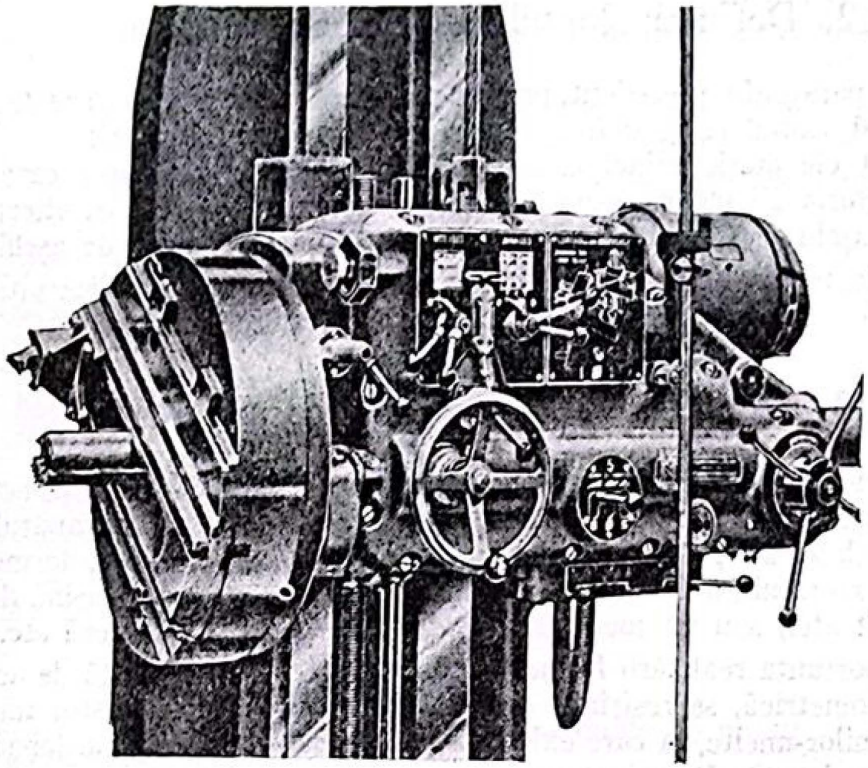


FIG. 3.1. Platoul mașinii de găurit și de alezat (bohrwerk).

Dar mărimea vitezei de așchiere, fiind impusă de procesul de așchiere, poate să fie mai mare sau mai mică, pe o aceeași directoare dată ca formă și dimensiune. Această cerință impune lanțului cinematic posibilitatea de reglare a turației, în cazul directoarei circulare, sau a numărului de curse duble pe minut, în cazul directoarei rectilinii.

Reglarea are sensul de *realizare* a unei anumite turații sau a unui anumit număr de curse duble pe minut și se face cu ajutorul unor mecanisme specifice naturii fizice a lanțului cinematic principal, adică mecanisme mecanice, hidraulice, electrice sau pneumatice, denumite *mecanisme de reglare.*

Energia folosită de mașinile-unelte, și deci și de lanțul principal, este energia electrică sub formă de curent alternativ. În foarte mică măsură, se folosește energia pneumatică, la mașinile-unelte pneumatice (polizoare, mașini de găurit și de dăltuit), precum și, în și mai mică măsură, energia umană, la mașinile de găurit manuale.

Energia hidraulică, cerută de sistemele hidraulice ale unor mașini-unelte, rezultă din transformarea energiei electrice în cadrul însăși al mașinii-unelte.

Întrucît energia folosită la acționarea mașinilor-unelte este energia electrică sub formă de curent alternativ, aceasta impune utilizarea motoarelor de curent alternativ și în special a *motoarelor asincrone*, utilizare justificată pe criterii economice și funcționale.

Scanned with CamScanner

Motorul asincron se caracterizează prin turația sa constantă la o largă variație a momentului rezistent, ceea ce este foarte util mașinilor-unelte dar în același timp turația *unică* a sa (exceptînd motoarele asincrone cu două sau cu mai multe turații) ridică probleme specifice, privind transformarea acesteia într-o gamă de turații (sau de curse duble) necesare mecanismului de ieșire al lanțului cinematic principal.

Unica turație a motorului asincron este mărimea de intrare în lanțul cinematic, și transformarea ei în gamă de turații sau de curse duble este realizată prin diferite sisteme mecanice, hidraulice sau electrice care conțin și mecanismul de reglare.

Revenind la capătul de ieșire al lanțului cinematic principal, trebuie remarcat că mărimea de ieșire — viteza de așchiere — se cere, în unele cazuri să fie de sens schimbat, ceea ce impune un *mecanism de inversare a sensului de rotație*, în cazul directoarelor circulare.

Mișcarea din lanțul cinematic principal trebuie să poată fi oprită și pornită, de numeroase ori în timpul funcționării mașinii, operația care prin frecvența sa nu poate fi realizată prin oprirea și pornirea motorului electric, din care cauză se folosesc *mecanisme de oprire-pornire* specifice naturii lanțului cinematic.

Realizarea opririi în timp minim, a maselor mari în rotație necesită *sisteme de frînare* corespunzătoare, specifice lanțului cinematic principal.

În cazul mișcării pe traiectorii rectilinii alternative, lanțul cinematic principal trebuie să posede *mecanisme de transformare a mișcării circulare în mișcare rectilinie* alternativă, cu frecvența corespunzătoare numărului de curse duble pe minut.

Ținînd seama de toate condițiile citate, pe care trebuie să le îndeplinească lanțurile cinematice principale, structura acestora se prezintă ca în fig. 3.2 în care diferitele mecanisme sînt reprezentate prin scopul funcțional al lor și nu prin cel constructiv care depinde de natura acestora.

În lanțul cinematic pentru mișcarea rectilinie alternativă nu mai apare inversorul I și nici frîna F, specifice lanțurilor cinematice principale pentru mișcarea principală circulară, în schimb apare mecanismul M_T de transformare a mișcării circulare în mișcare rectilinie alternativă. Frecvența inversării sensului de mișcare, precum și frînarea la capetele de cursă, necesită mecanisme specifice care se consideră ca aparținînd mecanismului M_T.

Ultima schemă structurală reprezintă un lanț cinematic principal pentru mișcarea rectilinie continuă, folosit la un număr extrem de redus de mașini-unelte (ferăstraie cu panglică, mașini de șlefuit cu bandă, mașini de broșat continuu, cu broșe lanț).

Pentru aceste mașini-unelte, viteza de așchiere fiind constantă ca mărime și sens, lanțul cinematic principal, nu conține mecanisme de inversare, reglare sau frînare.

Scanned with CamScanner

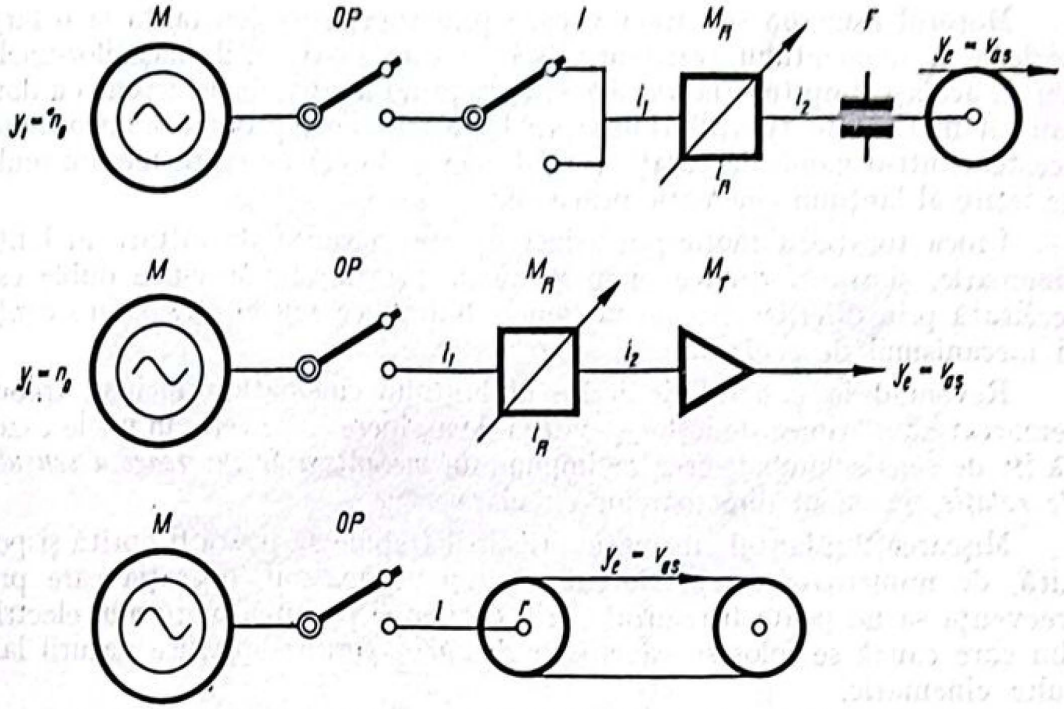


FIG. 3.2. Scheme cinematice structurale de lanțuri cinematice principale.

3.1.4. Caracteristicile cinematice

Pentru prelucrarea diferitelor materiale, se cer viteze de așchiere diferite, a căror totalitate, pentru o anumită mașină-unealtă, și deci pentru lanțul cinematic principal al său, determină un *domeniu de reglare a vitezei de așchiere*

$$D_{v_{aș}} = v_{aș\,min} \dots v_{aș\,max}$$

și un anumit *raport de reglare a vitezei de așchiere*

$$R_{v_{aș}} = \frac{v_{aș\,max}}{v_{aș\,min}} = \frac{y_{e\,max}}{y_{e\,min}},$$

adică al mărimilor de ieșire.

Pe de altă parte, diametrele pieselor ce pot fi prelucrate pe mașina-unealtă, sau diametrele sculelor care pot fi utilizate pe o astfel de mașină, precum și lungimile curselor ce pot fi realizate pe mașinile cu mișcare rectilinie alternativă, determină *domeniul de reglare al diametrelor*

$$D_d = d_{min} \dots d_{max} = r_{min} \dots r_{max}$$

respectiv *domeniul de reglare al mărimilor curselor*

$$D_l = l_{min} \dots l_{max},$$

Scanned with CamScanner

de unde rezultă un raport de variaţie a acestor mărimi

$$R_r = \frac{r_{max}}{r_{min}},$$

respectiv

$$R_l = \frac{l_{max}}{l_{min}}.$$

Trebuie remarcat că atît r cît şi l reprezintă raportul de transfer dimensional al mecanismului de ieşire. Dacă $n_{aş}$ este turaţia la intrarea în acest mecanism, iar $v_{aş}$ mărimea de ieşire a sa, atunci este evident că

$$y_e = i_D n_{aş};$$

$$v_{aş} = \frac{2\pi r n_{aş}}{1\,000}$$

şi

$$v_{aş} = \frac{2l n_{aş}}{1\,000}.$$

Astfel că

$$i_D = \frac{y_e}{n_{aş}} = \frac{v_{aş}}{n_{aş}} = \frac{2\pi r}{1\,000}$$

şi

$$i_D = \frac{y_e}{n_{aş}} = \frac{v_{aş}}{n_{aş}} = \frac{2l}{1\,000}$$

pentru mişcarea circulară, respectiv rectilinie alternativă. Se menţionează că expresia vitezei în mişcarea rectilinie alternativă este o viteză medie aproximativă (v. cap. 3.4.2), însă pentru studiul prezent poate fi considerată ca o valoarea corectă.

Ca urmare, la capătul de ieşire al lanţului cinematic principal, pe lîngă mărimea de ieşire $v_{aş}$ mai poate varia şi r (respectiv l), astfel încît mărimea de intrare în ultimul mecanism al acestui lanţ cinematic

$$n_{aş} = \frac{y_e}{i_D}$$

trebuie să poată fi variată în limitele

$$n_{aş\,max} = \frac{y_{e\,max}}{i_{D\,min}};$$

$$n_{aş\,min} = \frac{y_{e\,min}}{i_{D\,max}},$$

Scanned with CamScanner

adică

$$n_{aș\,max} = \frac{1\,000}{2\pi} \cdot \frac{v_{aș\,max}}{r_{min}}$$

și

$$n_{aș\,min} = \frac{1\,000}{2\pi} \cdot \frac{v_{aș\,min}}{r_{max}}$$

de unde, raportul de variație al mărimii de intrare în ultimul mecanism

$$R_{n\,aș} = \frac{v_{aș\,max}}{v_{aș\,min}} \cdot \frac{r_{max}}{r_{min}} = R_{v\,aș} R_r.$$

Ecuația lanțului cinematic principal pînă la ultimul mecanism (v. fig. 3.2) se va scrie

$$n_{aș} = y_t i_1 i_R i_2 = n_0 i_1 i_2 i_R$$

și va avea ca valori extreme

$$n_{aș\,max} = n_{0max} i_1 i_2 i_{R\,max};$$

$$n_{aș\,min} = n_{0min} i_1 i_2 i_{R\,min},$$

în care s-a considerat în cazul general care admite și motoare asincrone cu mai multe turații.

Din cele două ecuații rezultă că

$$R_{n\,aș} = R_{n0} R_{iR},$$

de unde, prin egalare cu expresia precedentă, se obține caracteristica de reglare a mecanismului

$$C_{i_R} = \frac{R_{v\,aș} R_r}{R_{n0}}.$$

Ca urmare, mecanismul de reglare M_R din fig. 3.2, care poate fi o cutie de viteze, un drosel (în sistemele hidraulice) etc., trebuie să poată realiza rapoarte de reglare i_R într-un domeniu limitat de o valoare maximă $i_{R\,max}$ și una minimă $i_{R\,min}$ al căror raport

$$\frac{i_{R\,max}}{i_{R\,min}} = C_{i_R}$$

este determinat de expresia precedentă.

În cazul mașinilor-unelte cu mișcare rectilinie alternativă, în expresia lui C_{i_R}, în locul lui R_r, va interveni R_l

$$R_l = \frac{l_{max}}{l_{min}}.$$

Scanned with CamScanner

Din expresia lui C_{i_R} rezultă că, în cazul folosirii motoarelor cu mai multe turaţii, mărimea acestuia va fi mai mică decît atunci cînd se utilizează un motor asincron cu o singură turaţie (în care caz $R_{n0} = 1$).

3.1.5. Mecanismul de reglare a lanţului cinematic principal

Din punct de vedere al modului în care se poate regla raportul de transfer al mecanismului de reglare, aceste mecanisme se împart în două grupe distincte: cu *reglare discontinuă* (sau în trepte) şi cu *reglare continuă*.

Din prima grupă fac parte cutiile de viteze, roţile de schimb şi transmisiile prin conuri în trepte, iar din a doua grupă, variatorii mecanici, hidraulici şi electrici.

Mecanismele cu reglare discontinuă, asigură rapoarte de transfer discrete, dispuse în serie geometrică. Reglarea în trepte a rapoartelor de transfer determină un domeniu de viteze de aşchiere discontinuu, ceea ce face ca în majoritatea cazurilor să nu fie posibilă obţinerea unei viteze reale de aşchiere, corespunzătoare vitezei tehnologice de aşchiere prescrisă de procesul de aşchiere, ci o viteză reală mai mare sau mai mică decît cea tehnologică.

Totuşi, aceste mecanisme (cu excepţia transmisiilor prin conuri în trepte) au marea calitate de a putea realiza caracteristici de reglare C_{i_R} ori cît de mari.

Mecanismele de reglare continuă, denumite *variatori continui*, permit realizarea oricărui raport de transfer i_R în limitele domeniului de variaţie $i_{R\,max} \dots i_{R\,min}$, ceea ce asigură obţinerea oricărei viteze de aşchiere, deci chiar a vitezei tehnologice de aşchiere, însă capacitatea de reglare C_{i_R} a acestora este relativ mică ($C_{i_R} \leqslant 9$), insuficientă pentru lanţurile cinematice principale, în marea majoritate a cazurilor, cauză pentru care variatorii continui de turaţie au o utilizare restrînsă în construcţia acestor lanţuri cinematice.

În unele construcţii de lanţuri cinematice principale, se folosesc combinaţii între mecanismele de reglare discontinuă şi cele cu reglare continuă, în scopul asigurării unei variaţii continue a vitezei de aşchiere într-un domeniu de variaţie mult mai larg decît cel obţihut numai cu variatorii continui.

Reglarea numărului de curse duble pe minut, în lanţurile cinematice principale cu mişcare rectilinie alternativă, constă în majoritatea cazurilor în reglarea turaţiei furnizată mecanismului de transformare a mişcării circulare în rectilinie, ceea ce implică aceleaşi mecanisme ca şi în cazul mişcării principale pe traiectorii rectilinii. În afara acestora, se folosesc cu mult succes sisteme hidraulice cu motor pentru mişcarea rectilinie (piston-cilindru) viteza căruia se reglează acţionînd asupra debitului pompei, deci realizînd o reglare continuă.

Scanned with CamScanner

3.2. MECANISME PENTRU REGLAREA DISCONTINUĂ A TURAȚIEI

3.2.1. Teoria seriei de turații

a. **Serii de turații. Diagrama turațiilor.** Mecanismele de reglare discontinuă (sau discretă) a turațiilor pot transforma o turație n_0 într-o gamă de q turații distincte ($n_1 \dots n_q$), avînd totdeauna aceleași mărimi, pentru un același n_0.

Din punct de vedere constructiv, cele mai simple mecanisme constau dintr-o construcție avînd două axe, unul *conducător*, celălalt *condus*, mișcarea transmițîndu-se între acestea prin angrenaje, sau prin curele. În primul caz, mecanismele sînt denumite *cutii de viteze*, iar în al doilea *transmisii prin curele*, sau prin conuri în trepte.

Realizarea unui număr de q rapoarte de transmitere diferite, implică utilizarea unui aceluiași număr de q angrenaje, în cutiile de viteze și a unui aceluiași număr de q perechi de roți de curea în cazul transmisiilor prin curele.

În fig. 3.3 se exemplifică schematic un astfel de ansamblu, reprezentînd toate posibilitățile de transmitere a mișcării între două axe prin: angrenaje cu balador B, cu ambreiaj A, sau cuplaj cu dinți C, prin roți de curea RC, sau cu roți de schimb $A_1B_1A_2B_2$.

Pentru fiecare angrenaj din cutia de viteze, se poate scrie șirul de egalități, determinat de raportul de transfer (sau transmitere)

$$i_k = \frac{n_k}{n_0} = \frac{d'_{pk}}{d''_{pk}} = \frac{z'_k}{z''_k},$$

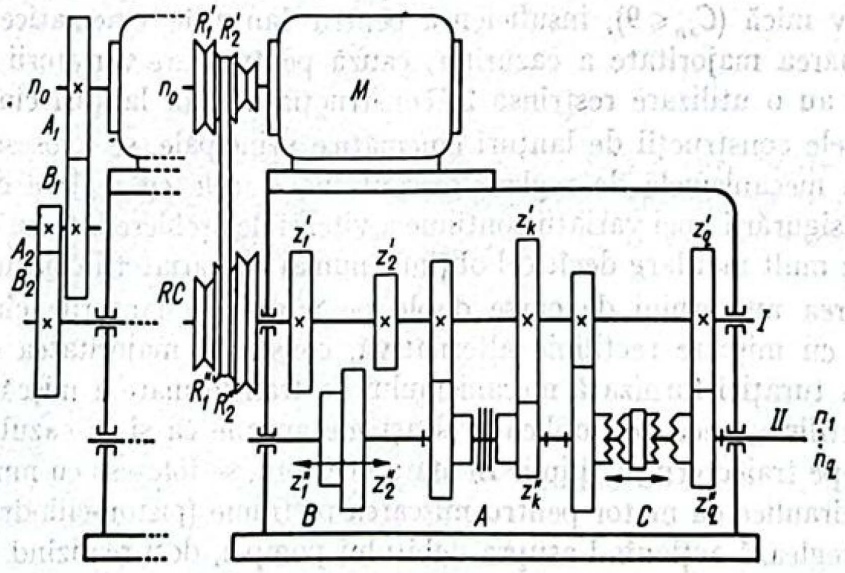


FIG. 3.3. Ansamblu pentru prezentarea posibilităților de transmitere a mișcării de rotație între doi arbori.

Scanned with CamScanner

iar pentru fiecare pereche de roți de curea

$$i_k = \frac{n_k}{n_0} = \frac{a'_k}{a''_k},$$

în care: k este numărul de ordine (rangul al angrenajului sau al roților de curea)
i — raportul de transmitere;
n_k — turația axului condus II;
n_0 — turația axului conducător I;
d'_p — diametrul primitiv al roții conducătoare;
d''_p — diametrul primitiv al roții conduse;
z' — numărul de dinți al roții conducătoare;
z'' — numărul de dinți al roții conduse;
d' — diametrul roții de curea, conducătoare;
d'' — diametrul roții de curea, conduse.

Prima egalitate a ambelor expresii permite să se scrie ecuația de transfer a turației axului condus

$$n_k = n_0 i_k$$

în care $k = 1 \ldots q$. Se consideră totdeauna că n_1 este turația cea mai mică n_{min} și că n_q este turația cea mai mare n_{max}.

Cele q turații ale unei cutii de viteze sau ale unei transmisii prin curele se vor exprima sub forma

$$\begin{aligned} n_{min} = n_1 &= n_0 i_1 \\ n_2 &= n_0 i_2 \\ n_3 &= n_0 i_3 \\ &\vdots \\ n_k &= n_0 i_k \\ &\vdots \\ n_{max} = n_q &= n_0 i_q \end{aligned}$$

formînd *gama de turații* a mecanismului respectiv.

Turațiile q, dispuse în ordine descrescătoare între n_1 și n_q pot fi ordonate după o lege oarecare, făcînd parte dintr-o serie oarecare, de exemplu seria aritmetică sau seria geometrică.

În cazul ordonării turațiilor după o serie aritmetică, fiind cunoscute turațiile limită n_1 și n_q, rația seriei va fi

$$\delta = \frac{n_q - n_1}{q - 1},$$

Scanned with CamScanner

rezultînd următoarea gamă de turații

$$n_1 = n_{min}$$
$$n_2 = n_1 + \delta$$
$$n_3 = n_2 + \delta = n_1 + 2\delta$$
$$\vdots$$
$$n_k = n_{k-1} + \delta = n_1 + (k+1)\,\delta$$
$$n_q = n_{q-1} + \delta = n_1 + (q-1)\,\delta = n_{max},$$

Dacă ordonarea se face după o serie geometrică, a cărei rație după cum se știe se exprimă prin

$$\varphi = \sqrt[q-1]{\frac{n_q}{n_1}},$$

atunci gama de turații va fi

$$n_1 = n_{min}$$
$$n_2 = n_1\varphi$$
$$n_3 = n_2\varphi = n_1\varphi^2$$
$$\vdots$$
$$n_k = n_{k-1}\varphi = n_1\varphi^{k-1}$$
$$\vdots$$
$$n_q = n_{q-1}\varphi = n_1\varphi^{q-1} = n_{max}.$$

În ambele cazuri, turațiile pot fi reprezentate în *diagrama turațiilor* (fig. 3.4), care se poate trasa plecînd de la expresia vitezei pe traiectorii circulare

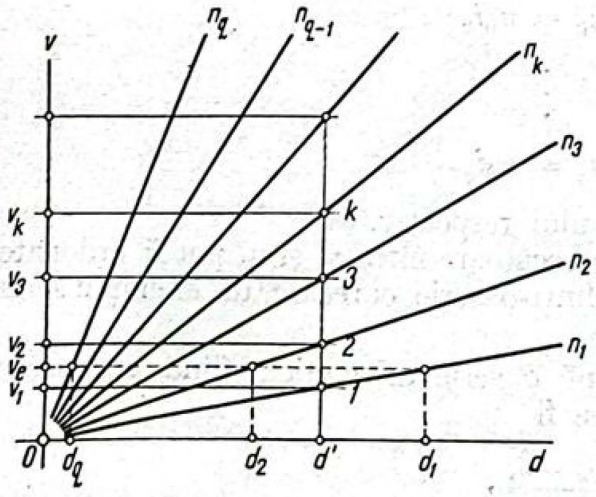


FIG. 3.4. Diagrama turațiilor.

$$v = \frac{\pi d n}{1\,000} \quad [\text{m/min}]$$

care, într-un sistem de coordonate rectangulare (d, v), reprezintă pentru fiecare turație n_k, cîte o dreaptă trecînd prin origină și făcînd cu axa d unghiul θ_k a cărui mărime este

$$\operatorname{tg}\theta_k = \frac{\pi}{1\,000} n_k.$$

Trasarea diagramei se poate face ușor, determinînd, pentru un diametru oarecare d', vitezele v_1, $v_2, \ldots, v_k, \ldots, v_q$, corespunzătoare tura-

Scanned with CamScanner

țiilor de același rang $n_1, n_2, ..., n_h, ..., n_q$ și unind punctele de intersecție 1, 2, ..., k, ..., q cu origina.

b. **Pierderea relativă de viteză.** Se consideră că un proces tehnologic necesită viteza tehnologică de așchiere $v_{aș}$ (numită și viteză de așchiere economică v_e). Un mecanism de reglare discontinuă avînd q turații va permite realizarea acesteia numai pentru q diametre $d_1, d_2, ..., d_q$ (*v.* fig. 3.4) diferite și distincte (ale piesei sau ale sculei).

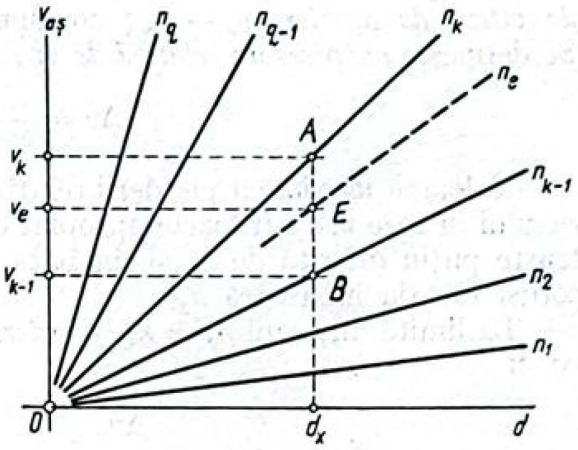


FIG. 3.5. Pierderea de viteză.

Astfel, pentru diametrul d_x (fig. 3.5) cuprins între diametrele d_{k-1} și d_k, ar fi fost necesară turația n_e determinată de punctul de intersecție a lui v_e cu d_x. Lipsa turației n_e și necesitatea prelucrării piesei cu diametrul d_x impune folosirea turațiilor vecine n_k sau n_{k-1} și deci efectuarea prelucrării fie cu viteza de așchiere v_k mai mare decît v_e (punctul A), fie cu viteza de așchiere v_{k-1} mai mică decît viteza economică v_e (punctul B).

În ambele cazuri, utilizarea unei viteze de așchiere diferită de viteza economică duce la o micșorare a productivității. Astfel, în primul caz al turației $n_k > n_e$, viteza de așchiere v_k, fiind mai mare decît viteza economică v_e, duce la micșorarea timpului de bază t_B din expresia productivității

$$Q = \frac{1}{t_B + t_A + \frac{t_{p'}}{n} + t_C},$$

dar, în același timp, face să crească foarte mult timpul auxiliar t_A, datorită creșterii frecvenței schimbării sculei.

Datorită măririi vitezei de așchiere, crește temperatura tăișului sculei, micșorîndu-se durabilitatea sa la uzură. Ca urmare, apare o mai frecventă schimbare și reascuțire a sa, operații care măresc timpul auxiliar. La această micșorare a productivității mai trebuie luate în considerare și creșterea manoperei de reascuțire ca și creșterea consumului de oțel de scule, determinate de creșterea numărului de reascuțiri.

Folosind turația inferioară n_{k-1}, viteza de așchiere v_{k-1}, fiind mai mică decît viteza economică v_e, va avea ca urmare mărirea timpului de bază t_B și deci, parțial, micșorarea productivității, însă datorită creșterii durabilității tăișului sculei, timpul auxiliar se micșorează foarte mult. Reascuțirile se fac mai rar și efectele economice sînt opuse cazului precedent, în ansamblu fiind determinate în utilizarea turației mai mici.

Datorită acestor cauze, este recomandabil să se folosească turația n_{k-1}, imediat inferioară turației n_e. Aceasta înseamnă că se lucrează cu o *pierdere*

Scanned with CamScanner

de viteză de așchiere $v_e - v_{k-1}$ corespunzătoare în grafic segmentului EB. Se definește ca *pierdere relativă de viteză de așchiere expresia*

$$\Delta v = \frac{v_e - v_{k-1}}{v_e}.$$

Valoarea maximă a pierderii relative de viteză de așchiere va corespunde cazului în care v_e va fi foarte apropiat de v_k, adică atunci cînd turația n_e este foarte puțin diferită de n_k și, în baza concluziilor de mai sus, se va utiliza totuși turația inferioară n_{k-1}.

La limită, în cazul $n_e = n_k$, *pierderea relativă maximă de viteză de așchiere* va fi

$$\Delta v_{max} = \frac{v_k - v_{k-1}}{v_k}.$$

Înlocuind vitezele prin turațiile respective, pierderea relativă maximă de viteză de așchiere se poate exprima prin

$$\Delta v_{max} = \frac{n_k - n_{k-1}}{n_k}$$

sau încă prin

$$\Delta v_{max} = 1 - \frac{n_{k-1}}{n_k}.$$

Expresia pierderii relative maxime de viteză de așchiere este cu atît mai mică cu cît fracția n_{k-1}/n_k este mai aproape de unitate, deci cu cît n_{k-1} este mai apropiat ca mărime de n_k. Ca urmare, micșorarea lui v_{max} se poate obține mărind numărul de turații în gama de turații $n_{max} - n_{min}$.

În cazul turațiilor în serie aritmetică, pierderea relativă maximă de viteză de așchiere se va exprima prin

$$\Delta v_{max} = 1 - \frac{n_{k-1}}{n_k} = \frac{\delta}{n_k},$$

iar în cazul turațiilor în serie geometrică

$$\Delta v_{max} = 1 - \frac{n_{k-1}}{n_k} = 1 - \frac{1}{\varphi}.$$

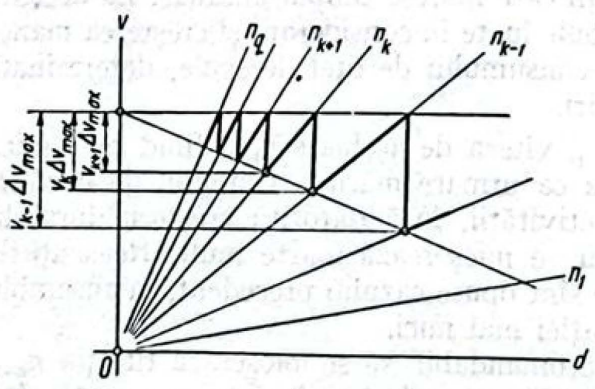


FIG. 3.6. Diagrama turațiilor în serie geometrică.

La gama de turații în serie artimetică, Δv_{max} variază de la turație la turație, micșorîndu-se cu creșterea turației n_k. Ca urmare, între turațiile mici, pierderea relativă maximă de viteză este mare și invers, ceea ce se remarcă în diagrama turațiilor (fig. 3,6) prin rărirea turațiilor în domeniul turațiilor mici.

Scanned with CamScanner

La gama de turații în serie geometrică, Δv_{max} este constantă, deoarece aceasta nu depinde de n_k, iar rația φ este o constantă. Pierderea relativă maximă de viteză de așchiere la turațiile în serie geometrică este aceeași între toate turațiile, indiferent dacă sînt mari sau mici, ceea ce face ca în diagrama turațiilor (fig. 3.7) acestea să fie uniform repartizate.

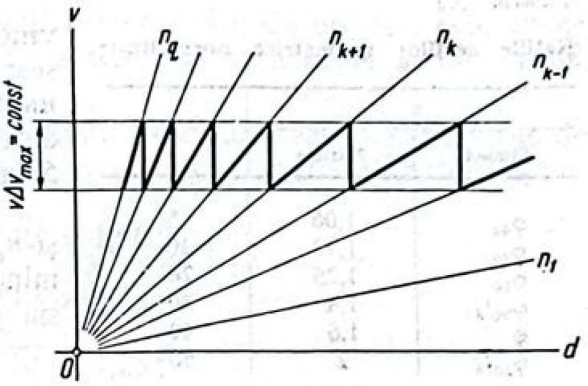


FIG. 3.7. Diagrama turațiilor în serie aritmetică.

c. Serii geometrice de turații. Datorită faptului că mecanismele cu reglare discontinuă au o pierdere relativă maximă de viteză de așchiere, ele nu pot asigura o productivitate constantă, în tot domeniul de reglare a turațiilor, deoarece pentru diametrul d_x, cuprins între două turații alăturate, nu se poate realiza viteza economică, astfel că aceste mecanisme lucrează totdeauna cu o *pierdere de productivitate* cu atît mai mare, cu cît spațiul grafic dintre două turații consecutive este mai mare.

Din această cauză, în domeniul turațiilor mici ale seriei aritmetice de turații, pierderea de productivitate este mult mai mare decît în domeniul turațiilor mari ale aceleiași serii de turații.

În cazul turațiilor în serie geometrică, pierderea de productivitate este aceeași în întreg domeniul de turații, pierderea relativă maximă de viteză de așchiere fiind constantă. Din această cauză, în construcția de mașini-unelte se folosește ca serie de turații, pentru obținerea vitezei de așchiere, seria geometrică.

Din expresia pierderii relative maxime de viteză de așchiere

$$v_{max} = 1 - \frac{1}{\varphi},$$

rezultă că rația φ a seriei geometrice este mai mare decît unitatea.

Pentru $\varphi = 1$, Δv_{max} este nul, ceea ce reprezintă cazul variatorilor continui de turații, care pot realiza oricare turație n oricît de apropiată de n_{k-1}.

Mărimea maximă a rației φ este limitată convențional, pe considerente economice, la valoarea 2, ceea ce determină o pierdere relativă maximă de viteză de așchiere și deci și de productivitate de 50%.

Pe considerentele de mai sus, mărimea rației φ poate avea oricare valoare cuprinsă între 1 și 2, adică

$$1 \leqslant \varphi \leqslant 2.$$

Între aceste două valori extreme, rația φ, putînd avea oricare valoare, conduce la posibilitatea folosirii (teoretic) a unei infinități de serii geometrice pentru gama de turații.

Scanned with CamScanner

Tabelul 3.1

Rațiile seriilor geometrice normalizate

φ		Δv_{max} %
Simbol	Mărime	
φ_{40}	1,06	5
φ_{20}	1,12	10
φ_{10}	1,25	20
$\varphi_{20/3}$	1,4	30
φ	1,6	40
$\varphi_{20/6}$	2	50

Din punct de vedere economic, privind pierderea de productivitate, se folosesc, ca valori ale raţiei φ, mărimile raţiilor *numerelor normale* din tabelul 3.1, care determină pierderi de productivitate între 5 şi 50%.

Fiind cunoscute turaţiile extreme n_1 şi n_q ale gamei de turaţii, se poate determina mărimea raţiei, plecînd de la expresia generală

$$n_k = n_{k-1}\varphi = n_1\varphi^{k-1}$$

care pentru $k = q$ devine

$$n_q = n_1\varphi^{q-1},$$

de unde

$$\varphi = \sqrt[q-1]{\frac{n_q}{n_1}}.$$

Cum $n_q/n_1 = n_{max}/n_{min} = R_n$, atunci şi

$$\varphi = \sqrt[q-1]{R_n},$$

caz în care este necesară cunoaşterea numărului q de turaţii.

Mărimea raţiei se poate determina şi în cazul în care se cunosc numai două turaţii şi rangul lor. Astfel, pentru turaţiile n_m şi n_s, în care $s > m$ se obţine:

$$n_s = n_1\varphi^{s-1};$$

$$n_m = n_1\varphi^{m-1},$$

raportul lor fiind

$$\frac{n_s}{n_m} = \frac{\varphi^{s-1}}{\varphi^{m-1}} = \varphi^{s-m}.$$

Astfel că

$$\varphi = \sqrt[s-m]{\frac{r_s n_s}{n_m}}.$$

Numărul turaţiilor q ale unei game de turaţii definită prin turaţiile extreme n_{max} şi n_{min} sau prin raportul de variaţie R_n se poate determina, dacă se cunoaşte sau se impune raţia φ, prin logaritmarea expresiei raţiei din care rezultă

$$q = 1 + \frac{\log R_n}{\log \varphi}.$$

În genere, operaţia de determinare a raţiei φ conduce la valori apropiate celor din tabelul 3.1, după cum la determinarea numărului de turaţii q se obţin valori fracţionare, din cauză că turaţiile luate în considerare nu cores-

Scanned with CamScanner

pund valorilor exacte ale seriei geometrice respective. Ca urmare, este necesară o reconsiderare a acestora, luînd ca bază valoarea rației φ din tabelul 3.1, respectiv luînd pe q număr întreg.

d. **Numere și turații normale.** Prin numere normale se înțeleg șirurile de numere în progresie geometrică, rotunjite convențional, avînd una din rațiile:

$$\varphi_{40} = \sqrt[40]{10} = 1{,}06;$$

$$\varphi_{20} = \sqrt{10} = 1{,}12;$$

$$\varphi_{10} = \sqrt[10]{10} = 1{,}25;$$

$$\varphi_{5} = \sqrt[5]{10} = 1{,}60,$$

cu condiția suplimentară ca aceste șiruri să conțină și *unitatea* printre termenii lor.

Numerele normale au fost standardizate în majoritatea țărilor, în R.S.R. ele fiind stabilite prin STAS 283-69.

Fiecare șir de numere normale se notează convențional prin litera R urmată de ordinul radicalului rației:

R40, R20, R10, R5.

În tabelul 3.2 sînt prezentate numerele normale din intervalul 1—10. Numerele din alte intervale se pot deduce din numerele acestui interval prin multiplicare cu o putere pozitivă sau negativă a lui 10.

Numărul de termeni dintr-un interval este egal cu ordinul radicalului rației. Astfel șirul R40 posedă 40 de termeni în intervalul de la 1 la 10, șirul R10, zece termeni etc.

O caracteristică a numerelor normale constă în faptul că acestea sînt *serii geometrice zecimale*, astfel că al m-lea termen este de 10 ori mai mare decît cel luat drept primul, m fiind ordinul radicalului rației.

Din șirurile de numere normale R40, R20, R10 și R5 denumite *șiruri fundamentale* se pot obține *șiruri derivate*, prin folosirea numai a termenilor din 2 în 2, din 3 în 3 etc., și a șirului respectiv.

Astfel, șirul de numere

... 10, 11,8, 14, 17, 20, ...

rezultă din șirul fundamental R40 prin alegerea numai a termenilor din 3 în 3. El se notează prin R40/3.

Toate șirurile fundamentale R20, R10 și R5 pot fi considerate ca șiruri derivate, *care conțin și unitatea* printre termenii lor.

Astfel,

$$\text{R20} = \text{R40/2};$$

$$\text{R10} = \text{R20/2} = \text{R40/4};$$

$$\text{R5} = \text{R10/2} = \text{R20/4} = \text{R40/8}.$$

Scanned with CamScanner

Tabelul 3.2

Tabelul numerelor normale

Serii fundamentale rotunjite							
R40 $\varphi_{40} = 1{,}06$	R20 $\varphi_{20} = 1{,}12$	R10 $\varphi_{10} = 1{,}25$	R5 $\varphi_5 = 1{,}60$	R40 $\varphi_{40} = 1{,}06$	R20 $\varphi_{20} = 1{,}12$	R10 $\varphi_{10} = 1{,}25$	R5 $\varphi_5 = 1{,}60$
1,00	1,00	1,00	1,00	3,15	3,15	3,15	
1,06				3,35			
1,12	1,12			3,55	3,55		
1,18				3,75			
1,25	1,25	1,25		4,00	4,00	4,00	4,00
1,32				4,25			
1,40	1,40			4,50	4,50		
1,50				4,75			
1,60	1,60	1,60	1,60	5,00	5,00		
1,70				5,30			
1,80	1,80			5,60	5,60		
1,90				6,00			
2,00	2,00	2,00		6,30	6,30	6,30	6,30
2,12				6,70			
2,24	2,24			7,10	7,10		
2,36				7,50			
2,50	2,50	2,50	2,50	8,00	8,00	8,00	
2,65				8,50			
2,80	2,80			9,00	9,00		
3,00				9,50			
				10,00	10,00	10,00	10,00

Numerele normale au o aplicație extinsă în tehnică, fiind luate ca bază în standardizarea caracteristicilor de orice natură, de exemplu, diametre lungimi, volume, greutăți, viteze, turații etc. (STAS 283-69).

Astfel, motoarele asincrone au ca turații de sincronism (3 000, 15 000, 750...) mărimi care se încadrează în șirurile de numere normale.

Datorită alunecării și sarcinii, turațiile asincrone sînt mai mici decît cele sincrone și în oarecare măsură variabile cu sarcina (pînă la — 6% în raport cu turația sincronă) astfel încît se consideră ca turații asincrone în sarcină, mărimile 2 800, 1 400, 710 ... cifre care se regăsesc de asemenea printre numerele normale ale șirurilor R40 și R20.

e. **Turații normalizate, utilizate la mașinile-unelte. Turațiile și eroarea lor.** Faptul că turațiile în sarcină ale motoarelor asincrone se pot încadra numai în șirurile fundamentale R40 și R20 conduce la folosirea numai a acestora ca serii de turații pentru mecanismele de reglare discontinuă din lanțul cinematic principal al mașinilor-unelte.

Numerele șirului R40 cu rația $\varphi_{40} = 1{,}06$ duc la intervale mici între turații ceea ce, după cum s-a constatat experimental, nu este util procesului tehnologic, pierderea de viteză de așchiere (și de productivitate) fiind de numai 5% dacă se lucrează cu turația n_{k-1} în loc de n_k, după cum nu este

Scanned with CamScanner

nici economic, din punct de vedere constructiv fiind necesar un număr mare de angrenaje.

Seria R20 a fost acceptată pe plan internațional, prin ISO, (International Standard Organisation) ca șir fundamental al seriilor de turații pentru mașinile-unelte, serie a cărei rație fiind $\varphi_{20} = 1{,}12$ conduce la pierderea relativă maximă de viteză (sau de productivitate) de 10%.

În afara șirului fundamental, se pot folosi și șiruri derivate, de exemplu R40/2, R40/4 și R40/6 ale căror rații sînt:

$$\varphi_{40/2} = \varphi_{20} = 1{,}12;$$

$$\varphi_{40/4} = \varphi_{20}^2 = \varphi_{10} = 1{,}25;$$

$$\varphi_{40/6} = \varphi_{20}^3 = 1{,}4 = \sqrt{2},$$

precum și șiruri derivate ale șirului fundamental R20 și anume R20/2, R20/3, R20/4 și R20/6 ale căror rații sînt:

$$\varphi_{20/2} = \varphi_{20}^2 = 1{,}25;$$

$$\varphi_{20/3} = \varphi_{20}^3 = 1{,}40 = \sqrt{2};$$

$$\varphi_{20/4} = \varphi_{20}^4 = 1{,}60;$$

$$\varphi_{20/6} = \varphi_{20}^6 = 2.$$

Seria derivată R20/6 avînd rația 2 are proprietatea că fiecare termen al său este dublul precedentului, proprietate utilă în cazul folosirii unor motoare asincrone cu mai multe turații (2 800 și 1 400, 1 400 și 710 etc.).

f. **Turațiile reale.** Standardizarea turațiilor mașinilor-unelte este o problemă nesoluționată integral, cauză din care puținele standarde existente diferă între ele.

Dificultățile întîlnite în standardiazrea acestor turații se datoresc în primul rînd dificultății de definire a acestora ca turații la mersul în gol sau în sarcină a mașinii-unelte. Importanța acestei definiri rezidă în faptul că acestea, urmînd a fi înscrise pe tabelele mașinii, urmează să fie folosite în stabilirea normelor de lucru, ceea ce poate duce la norme eronate, dacă turațiile reale ale mașinii, în timpul lucrului, diferă de cele de pe tabele.

În al doilea rînd, sub sarcină, turațiile variază cu mărimea acesteia.

Organizația Internațională de Standardizare — ISO —, la care este afiliată și R.S.R., precizează, ca recomandare, următoarele (STAS 6904-71):

— Turațiile din tabelul 3.3 sînt valorile nominale în sarcină, la axul principal al mașinii-unelte și se înscriu pe placa mașinii pentru a fi utilizate în calculele timpilor de lucru.

Scanned with CamScanner

Tabelul 3.3

Turații normale pentru mașini-unelte

Valori nominale în sarcină									Valori efective în sarcină			
									cu toleranță			
R20	R20/2	R20/3 (..2800..)			R20/4 (...1400) (..2800..)		R20/6 (...2 800...)		mecanică		totală	
$\varphi=1{,}12$	$\varphi=1{,}25$	$\varphi=1{,}4$			$\varphi=1{,}6$		$\varphi=2$		−2%	+3%	−2%	+6%
100									98	103	98	106
112	112	11,2				112	11,2		110	116	110	119
125			125						123	130	123	134
140	140			1 400	140			1 400	138	146	138	150
160		16							155	163	155	168
180	180		180			180		180	174	183	174	189
200				2 000					196	206	196	212
224	224	22,4			224		22,4		219	231	219	238
250			250						246	259	246	267
280	280			2 800		280		2 800	276	290	276	300
315		31,5							310	326	310	336
355	355		355		355			355	348	366	348	377
400				4 000					390	410	390	423
450	450	45				450	45		438	460	439	475
500			500						491	516	491	533
560	560			5 600	560			5 600	551	579	551	598
630		63							618	650	618	671
710	710		710			710		710	694	729	694	753
800				8 000					778	818	778	844
900	900	90			900		90		873	918	873	947
1 000			1 000						980	1 030	980	1 060

— Valorile efective ale turațiilor, în sarcină, pot diferi de precedentele în limitele −2%... +6% denumită *toleranța totală.*

Toleranța totală se compune din *toleranța electrică* și *toleranța mecanică (cinematică).*

Toleranța electrică se datorește alunecării turației motorului, datorită variației sarcinii.

Toleranța cinematică se datorește dificultăților de a realiza, prin angrenaje, raporturile de transmitere teoretice (v. cap. 3.2.5). În limitele toleranței totale, toleranța cinematică nu trebuie să depășească limitele −2%... +3%.

Cele de mai sus nu se aplică transmisiilor prin curele, la care intervin și toleranța datorită alunecării curelei, care depinde de numeroși factori.

La proiectarea cutiilor de viteze, este obligatoriu să se verifice încadrarea turațiilor în limitele toleranței cinematice. În acest scop, se trasează *diagrama erorilor cinematice ale turațiilor.*

Scanned with CamScanner

Mărimea procentuală a erorii cinematice a fiecărei turații se determină cu expresia

$$\Delta n_{cine} = 100 \frac{n_{cine} - n_{norm}}{n_{norm}} \%,$$

în care n_{cine} este turația determinată prin calcul pe baza rapoartelor de transmitere reale ale angrenajelor;

n_{norm} — turația normalizată conform tabelului 3.3.

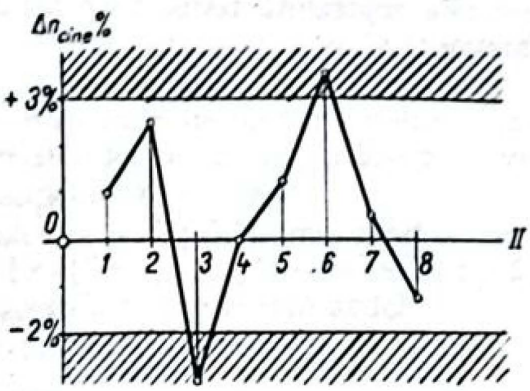


FIG. 3.8. Diagrama erorilor turațiilor.

În fig. 3.8 este prezentată o astfel de diagramă în care turațiile n_3 și n_6 au erori care depășesc toleranțele admise și, ca urmare, rapoartele de transmitere ale angrenajelor respective trebuie revizuite.

3.2.2. Cinematica cutiilor de viteze

a. **Relația dintre raportul de transmitere al angrenajului și rația seriei de turații.** La capătul de ieșire al lanțului cinematic principal — axul principal al cutiei de viteze — cele q turații pe care trebuie să le posede acesta trebuie să fie în serie geometrică, termenul general al seriei fiind

$$n_k = n_1 \varphi^{k-1}$$

în care φ este rația seriei de turații.

Pe de altă parte, funcție de turația n_0 a axului conducător și a raportului de transmitere i_k al angrenajului de rang k, aceeași turație se exprimă prin relația

$$n_k = n_0 i_k,$$

Egalarea acestor două expresii permite să se scrie

$$i_k = \frac{n_1}{n_0} \varphi^{k-1},$$

dar

$$\frac{n_1}{n_0} = i_1,$$

i_1 fiind raportul de transmitere al angrenajului de rang 1, care asigură obținerea turației celei mai mici din gama de turații, deoarece $n_1 = n_{min}$.

Ca urmare, expresia raportului de transmitere a unui angrenaj oarecare, dintr-o cutie de viteze, care asigură obținerea unei game de turații în serie geometrică, este

$$i_k = i_1 \varphi^{k-1}.$$

Scanned with CamScanner

Ea reprezintă termenul general al unei serii geometrice de rație φ și anume:

$$\begin{aligned} i_1 &= i_1 \\ i_2 &= i_1\varphi \\ i_3 &= i_1\varphi^2 \\ &\vdots \\ i_k &= i_1\varphi^{k-1} \\ &\vdots \\ i_q &= i_1\varphi^{q-1}. \end{aligned}$$

Rezultă din cele de mai sus că *rapoartele de transmitere* $i_1 \dots i_q$ *ale angrenajelor unei cutii de viteze, pentru obținerea unei game de q turații în serie geometrică cu rația* φ, *trebuie să fie și ele în serie geometrică cu aceeași rație a gamei de turații.*

Raportul de transmitere i_1 intervine ca o constantă în formarea seriei de rapoarte de transmitere. Mărimea sa este evident cea mai mică dintre toate rapoartele de transmitere, deoarece asigură obținerea turației minime $n_1 = n_{min}$.

$$n_1 = n_0 i_1.$$

Pe de altă parte i_1 este și subunitar, deoarece turația n_1 este totdeauna mai mică decît turația n_0 a motorului electric. Aceasta este cu atît mai evidentă cu cît însăși turația maximă $n_{max} = n_q$, a gamei de turații, este în marea majoritate a cazurilor, mai mică decît turația n_0 a aceluiași motor electric. Cazurile particulare în care $n_q > n_0$ se întîlnesc la mașinile de rectificat găuri de diametru mic.

Raportul de transmitere i_1 este o constantă totdeauna subunitară. El poate fi scris, ca funcție de rația φ, sub forma

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^{\alpha}} = \varphi^{-\alpha},$$

mărimea exponentului α obținîndu-se prin logaritmarea expresiei însăși

$$\alpha = -\frac{\log i_1}{\log \varphi}.$$

Termenul general al seriei rapoartelor de transmitere poate fi scris sub forma

$$i_k = \varphi^{k-(\alpha+1)},$$

dacă se ia în considerare expresia lui i_1 funcție de rația φ.

Scanned with CamScanner

b. Diagrama structurală a cutiei de viteze și rețeaua structurală a ei. Pentru studiul de elaborare a cinematicii cutiilor de viteze, ca și pentru analiza unor astfel de cutii, se folosește reprezentarea grafică denumită *diagrama structurală a cutiei de viteze.*

Aceasta constă din transpunerea pe un număr de drepte paralele divizate logaritmic, reprezentînd simbolic axele cutiei de viteze, poziţiile relative pe care le au, unele în raport cu altele, turaţiile acestor axe.

Considerînd o cutie de viteze cu două axe (v. fig. 3.3), unul fiind conducător cu turaţia n_0, iar celălalt condus cu turaţiile $n_1 \dots n_q$, în serie geometrică, pentru trasarea diagramei structurale a acesteia se procedează astfel:

Se consideră termenul general al seriei de turaţii

$$n_k = n_1 \varphi^{k-1}$$

care se logaritmează

$$\log n_k = \log n_1 + (k-1) \log \varphi.$$

Pentru turaţia n_1, adică pentru $k = 1$, această expresie devine,

$$\log n_1 = \log n_1.$$

Pe dreapta *II* gradată logaritmic ((fig. 3.9), simbolizînd axul de ieşire al cutiei de viteze — axul principal —, se indică mărimea $\log n_1$, de exemplu în punctul *A*.

Pentru turaţia n_2 deci pentru $k = 2$, aceeaşi expresie devine

$$\log n_2 = \log n_1 + \log \varphi.$$

Întrucît pe dreapta *II* este marcat $\log n_1$ prin punctul *A*, este suficient a se lua din *A* un segment *AB* corespunzător cu $\log \varphi$ pentru a poziţiona grafic turaţia n_2 în raport cu n_1.

În continuare, pentru $k = 3$ se obţine

$$\log n_3 = \log n_1 + 2 \log \varphi,$$

astfel că turaţia n_3 va fi marcată prin punctul *C*, determinat de segmentul $AT = 2 \log \varphi$.

Operaţia se continuă în acelaşi mod pentru marcarea celorlalte turaţii ale axului *II*. Rezultă în final, punctele *B*, *C*, *D*, ... *Q* echidistante, deoarece *segmentele de dreaptă AB, BC, CD, ... sînt egale între ele,* ca reprezentînd grafic logaritmul aceleiaşi mărimi, raţia φ.

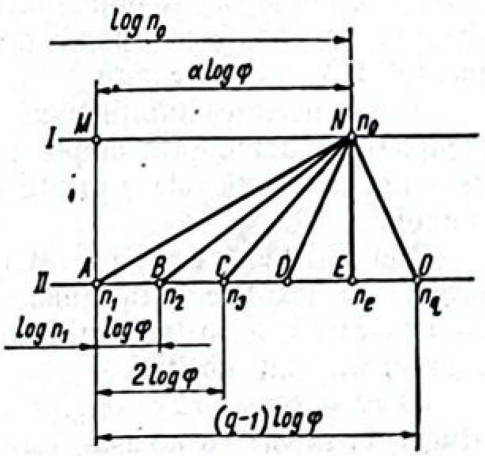


FIG. 3.9. Diagrama structurală a turaţiilor (originea în n_1).

Scanned with CamScanner

Această remarcă duce la ușurarea construcției grafice, în sensul că reprezentarea unei game de turații în serie geometrică se poate face marcînd pe o dreaptă oarecare, punctele A, B, C, ... Q echidistante, distanța dintre două puncte consecutive fiind considerată ca reprezentînd logaritmul rației φ.

Axul conducător I al cutiei de viteze se reprezintă similar pe o dreaptă paralelă precedentei, la o distanță arbitrar aleasă, considerată de asemenea gradată logaritmic, la aceeași scară și corespunzătoare pe verticală gradațiilor dreptei II.

Marcarea turației n_0 prin punctul N trebuie să corespundă mărimii acesteia în raport cu cele ale turațiilor axului I și în particular cu poziția A a turației n_1.

Avînd în vedere că

$$n_1 = n_0 i_1,$$

rezultă

$$n_0 = \frac{n_1}{i_1}.$$

Pe de altă parte, exprimînd pe i_1 ca funcție de rația φ

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^{\alpha}},$$

rezultă că

$$n_0 = n_1 \varphi^{\alpha}.$$

Logaritmînd, rezultă

$$\log n_0 = \log n_1 + \alpha \log \varphi.$$

Reprezentarea grafică a poziției punctului N pe dreapta I, corespunzător mărimii $\log n_0$, se obține marcînd în primul rînd punctul M pe această dreaptă, punct care corespunde mărimii $\log n_1$ de pe dreapta II, și luînd segmentul MN egal cu $\alpha \log \varphi$.

După marcarea turațiilor pe cele două drepte, diagrama structurală se completează unind prin drepte punctul N cu punctele A, B, C, ... Q, ceea ce simbolizează că cele q turații ale axului II provin din unica turație n_0 a axului I.

Metodica de trasare a acestei diagrame a constat în fapt din a lua, ca origine de marcare a turațiilor, turația n_1 indicată prin punctul A. Din această cauză, logaritmii tuturor turațiilor, fiind mai mari decît cel al turației n_1, sînt pozitivi.

Dacă se consideră ca origine, de exemplu turația n_0 a axului I (fig. 3.10), atunci, în raport cu aceasta, turațiile axului I au, parte logaritmi negativi (n_1, n_2, ... n_4), parte logaritmi pozitivi (n_q) și anume, logaritmi negativi pentru turațiile mai mici decît n_0 și pozitivi pentru turațiile mai mari ca n_0.

Scanned with CamScanner

Diagrama structurală, în acest caz, apare ca un *fascicul de raze* avînd originea pe axul *I* în n_0, fascicul care intersectează axul *II* în punctele *A*, *B* ..., *Q* determinînd turațiile $n_1 \dots n_q$.

Razele acestui fascicul sînt înclinate spre stînga, pentru turațiile mai mici decît n_0, și spre dreapta, pentru cele mai mari decît n_0. Cu cît înclinarea este mai mare (în raport cu normala *NE*), cu atît turațiile respective ale axului *II* sînt mai mici, respectiv mai mari, în raport cu n_0.

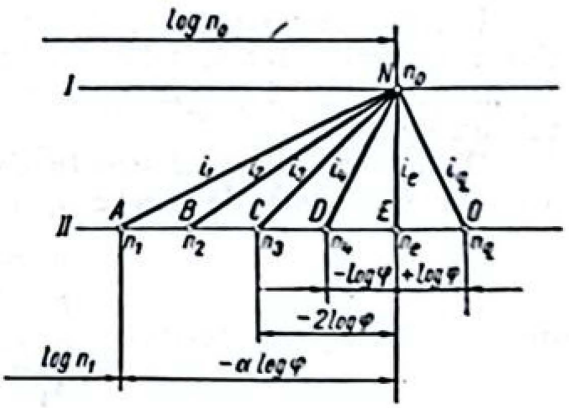


FIG. 3.10. Diagrama structurală a turațiilor (originea în n_0).

Notînd prin i_1, i_2 ..., i_q aceste raze, înclinarea lor permite o apreciere calitativă asupra mărimilor rapoartelor de transmitere respective. Astfel, raza *NE*, avînd înclinare nulă, indică un raport de transmitere egal cu unitatea, turația n_e fiind identică cu n_0.

Raza *NQ*, corespunzător turației n_q, indică un raport de transmitere i_q mai mare decît unitatea, în timp ce raza *ND*, de aceeași înclinare însă spre stînga, marchează un raport de transmitere i_3 mai mic decît unitatea, turația n_3 fiind mai mică decît n_0.

Înclinarea simetrică a celor două raze precizează că rapoartele i_2 și i_4 sînt egale însă invers

$$i_q = \frac{1}{i_4}.$$

Diagrama structurală permite scrierea ușoară a expresiilor seriei de turații în funcție de turația n_0 a axului *I*. Astfel, întrucît $n_0 = n_e$, iar turațiile axului *II*, funcție de n_e, se pot scrie:

$$\begin{aligned} n_q &= n_e\varphi \\ n_e &= n_e\varphi^0 \\ n_4 &= n_e\varphi^{-1} \\ n_3 &= n_e\varphi^{-2} \\ &\vdots \end{aligned}$$

rezultă prin înlocuire, că

$$\begin{aligned} n_q &= n_0\varphi \\ n_e &= n_0\varphi^0 \\ n_4 &= n_0\varphi^{-1} \\ n_3 &= n_0\varphi^{-2} \\ &\vdots \end{aligned}$$

Scanned with CamScanner

Pentru a ușura notarea pe diagramele structurale, se vor nota convențional mărimile segmentelor reprezentînd $\log \varphi$, $2 \log \varphi$, ..., $\log \varphi$ prin $\bar{\varphi}$, $2\bar{\varphi}$, ... $k\bar{\varphi}$, astfel că diagrama precedentă, pentru $q = 6$, va căpăta aspectul din fig. 3.11.

Din această diagramă structurală se poate ușor deduce și seria de turații a axului *II*, funcție de turația n_0 a axului *I*:

$$n_1 = n_0\varphi^{-4}$$
$$n_2 = n_0\varphi^{-3}$$
$$n_3 = n_0\varphi^{-2}$$
$$n_4 = n_0\varphi^{-1}$$
$$n_5 = n_0\varphi^{0}$$
$$n_6 = n_0\varphi$$

Logaritmînd și utilizînd notația convențională menționată, aceeași serie de turații se va scrie:

$$\bar{n}_1 = \bar{n}_0 - 4\bar{\varphi}$$
$$\bar{n}_2 = \bar{n}_0 - 3\bar{\varphi}$$
$$\bar{n}_3 = \bar{n}_0 - 2\bar{\varphi}$$
$$\bar{n}_4 = \bar{n}_0 - \bar{\varphi}$$
$$\bar{n}_5 = \bar{n}_0$$
$$\bar{n}_6 = \bar{n}_0 + \bar{\varphi}$$

expresii care se pot citi astfel: segmentul n_1 este egal cu segmentul n_0 minus 4 segmente egale rației φ ș.a.m.d.

Rețeaua structurală a cutiei de viteze, sau diagrama structurală simetrică (fig. 3.12), este o reprezentare grafică bazată pe aceleași criterii de construcție ca și cele ale diagramei structurale, cu excepția originii care nu mai este comună axelor.

În rețeaua structurală, turațiile axului *II* se dispun simetric în raport cu turația n_0 a axului *I*. Ca urmare, în această reprezentare, datorită simetriei

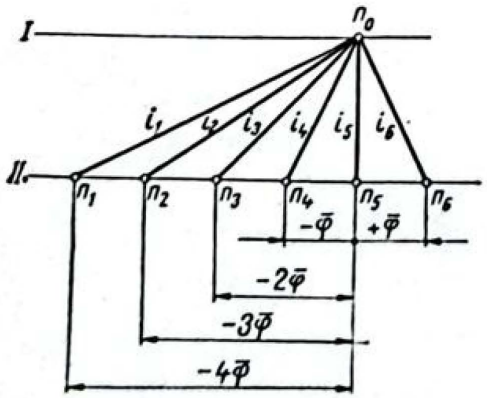


FIG. 3.11. Notarea convențională a segmentelor reprezentînd logaritmi.

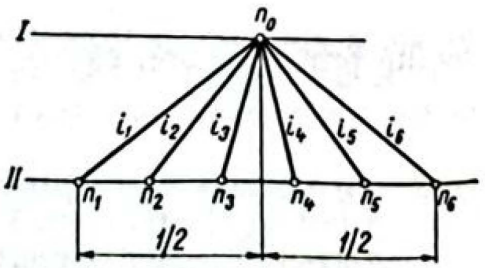


FIG. 3.12. Rețeaua structurală a turațiilor.

Scanned with CamScanner

razelor, rapoartele de transmitere se consideră egale, două cîte două, dar inverse. Ea are utilizare în studiul rețelelor de turații realizabile dintr-o ecuație structurală.

c. **Capacitatea de reglare a cutiilor de viteze cu două axe.** Capacitatea de reglare a unei cutii de viteze este determinată de raportul rapoartelor de transmitere limită

$$C_{i_R} = \frac{i_{max}}{i_{min}}.$$

Pe de altă parte, din expresiile turațiilor extreme ale gamei de turații furnizată de cutia de viteze la axul principal

$$n_q = n_0 i_{max};$$

$$n_1 = n_0 i_{min},$$

rezultă că

$$\frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{n_q}{n_1} = R_n$$

și că deci

$$C_{i_R} = R_n,$$

adică capacitatea de reglare a cutiei de viteze trebuie să fie identică cu raportul de reglare al turațiilor pe care le furnizează.

Avînd în vedere că

$$n_q = n_1 \varphi^{q-1}$$

se obține mărimea capacității de reglare a cutiei de viteze

$$C_{i_R} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \varphi^{q-1},$$

funcție de rația seriei de turații și de numărul acestora.

Rapoartele de transmitere i_{max} și i_{min} sînt rapoartele de transmitere ale angrenajelor z'_q/z''_q respectiv z'_1/z''_1, rapoarte care, din considerente funcționale și economice, sînt limitate la anumite valori.

Astfel, durabilitatea danturii (rezistența la uzură și la oboseală) depinde, printre altele, și de raportul de transmitere al angrenajului, deoarece dinții pinionului iau contact cu cei ai roții, pe o aceeași durată de timp, de un număr de $1/i$ ori, în raport cu dinții roții (i fiind subunitar). Ca urmare, pentru o durabilitate a danturii pinionului egală cu aceea a danturii roții, se impune ca raportul de transmitere să fie cît mai apropiat de unitate.

Pe de altă parte, și randamentul unui angrenaj este cu atît mai mare cu cît raportul de transmitere este mai apropiat de unitate.

Din observațiile făcute asupra comportării în timp a angrenajelor cutiilor de viteze ale mașinilor-unelte, s-a ajuns la concluzia că rapoartele de trans-

Scanned with CamScanner

mitere, care satisfac în mare măsură atît cerinţele de durabilitate cît şi randamentul, sînt cuprinse între limitele

$$\frac{1}{4} \leqslant i \leqslant \frac{2}{1}.$$

Ca urmare, raportul maxim de transmitere poate să aibă o valoare

$$i_{max} \leqslant \frac{2}{1},$$

iar raportul minim de transmitere

$$i_{min} \geqslant \frac{1}{4}.$$

Cu aceste valori limită ale rapoartelor de transmitere, o cutie de viteze cu două axe (fig. 3.13) poate avea o capacitate de reglare

$$C_{i_R} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{2}{1} \times \frac{4}{1} = 8$$

şi datorită egalităţii dintre R_n şi C_{i_R}

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 8,$$

adică un raport de reglare a turaţiilor de maximum 8.

Această capacitate de reglare a turaţiilor axului principal, este însă foarte mică, majoritatea maşinilor-unelte, necesitînd rapoarte de reglare ale căror mărimi sînt cuprinse între 20 şi 200, şi chiar mai mult, după cum rezultă din tabelul 3.4.

Tabelul 3.4.

Raportul de reglare R_n

Grupa de maşini-unelte	R_n
Strunguri normale	40—120
Strunguri carusel	25—40
Strunguri revolvere	20—60
Strunguri automate	4—20
Maşini de găurit	8—20
Maşini radiale	20—120
Maşini de găurit şi alezat	25—200
Maşini de frezat	20—60
Maşini de rabotat	4—16
Maşini de prelucrat dantura	4—10

Scanned with CamScanner

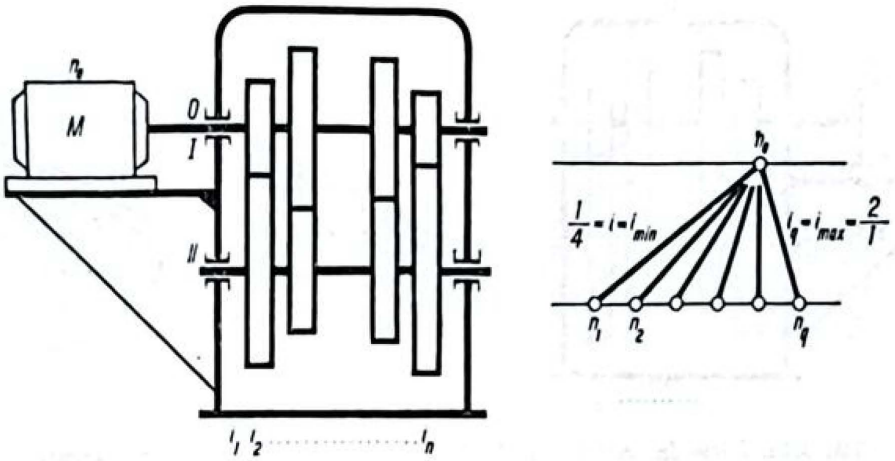


FIG. 3.13. Cutie de viteze cu două axe, avînd motor cu o singură turație.

Pe de altă parte, trebuie să se menționeze că o construcție ca aceea din fig. 3.13, cu motorul antrenînd direct axul *I* nu poate avea o utilizare decît cu totul specială, întrucît turația maximă va fi

$$n_q = 2\,n_0,$$

de două ori mai mare decît turația motorului electric, ceea ce impune, pentru mașinile-unelte curente la care $n_{max} \leqslant 2\,000$ rot/min, folosirea unui motor cu $n_0 = 1\,000$ rot/min. Dar, în acest caz, turația minimă este

$$n_1 = \frac{n_0}{4},$$

adică 250 rot/min, ceea ce în multe cazuri reprezintă o turație mult prea mare.

Deplasarea întregului domeniu de turații spre turațiile joase necesită introducerea unor demultiplicări prin angrenaje sau prin roți de curea, complicînd și scumpind construcția.

d. **Mărirea capacității de reglare.** Necesitatea realizării unei capacități de reglare a turațiilor cutiilor de viteze, mai mare, decît 8, a condus la soluții în care se folosesc motoare cu mai multe turații, roți de schimb ca și mărirea numărului de axe ale cutiei de viteze.

Motoarele asincrone cu mai multe turații pot asigura axului conducător un număr de 2, 3 sau 4 turații distincte, care pot fi transformate, fiecare, într-o gamă de turații cu ajutorul cutiei de viteze cu două axe.

Fie aceeași cutie de viteze din exemplul precedent, deci avînd aceleași rapoarte de transmiteze $i_1 \ldots i_q$, căreia i se furnizează la axul conducător două turații distincte n_0' și n_0'' de la un motor asincron *M* cu două turații (fig. 3.14).

Pentru turația n_0 a axului conducător va rezulta un același număr q de turații, ca și în cazul precedent, însă desemnate prin $n_1' \ldots n_q'$.

Similar pentru turația n_0'' a axului conducător vor rezulta tot q turații, notate prin $n_1'' \ldots n_q''$.

Scanned with CamScanner

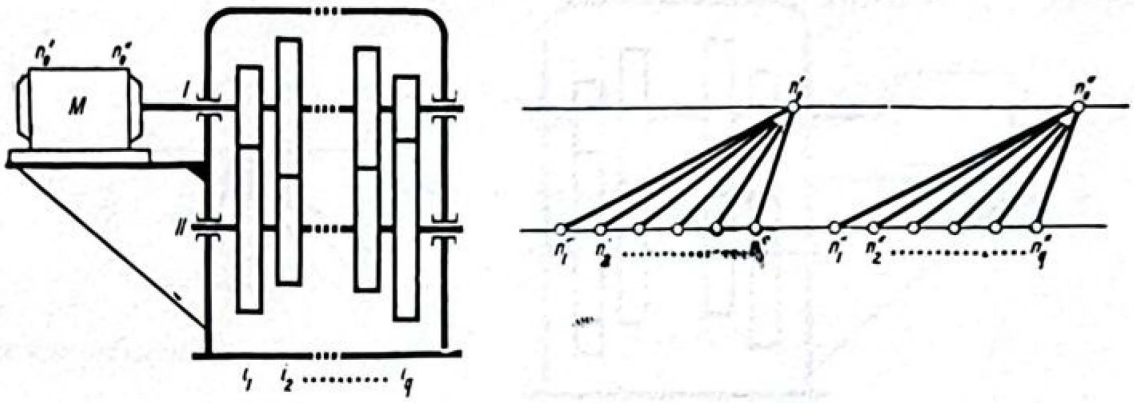


FIG. 3.14. Cutie de viteze cu două axe, avînd motor cu două turații.

Cele două grupe de turații pot fi distincte sau parțial suprapuse, aceasta depinzînd de raportul dintre turația n_0'' și n_0'.

Considerînd cazul particular în care prima turație n_1'' a grupei a doua de turații este identică cu ultima turație n_q' a primei grupe de turații, adică există suprapunerea acestor turații, după cum se arată în diagrama din fig. 3.15, se poate determina ușor raportul de reglare obținut în acest caz.

Raportul total de reglare se va exprima prin

$$R_{n_T} = \frac{n_q''}{n_1'},$$

dar

$$n_q'' = n_1'' \varphi^{q-1}$$

și cum

$$n_1'' = n_q' = n_1' \varphi^{q-1},$$

rezultă că

$$R_{n_T} = \frac{n_q''}{n_1'} = \varphi^{2(q-1)} = R_n^2,$$

adică capacitatea de reglare a turațiilor axului de ieșire a crescut cu puterea a doua, în raport cu cel al cutiei de viteze, avînd la axul conducător o singură turație.

Evident că pentru un număr k de turații ale motorului electric, capacitatea totală de reglare va crește la această putere, însă considerentele funcționale și economice privind motoarele cu mai multe turații, limitează posibilitatea de mărire a capacității de reglare prin folosirea motoarelor cu mai multe turații.

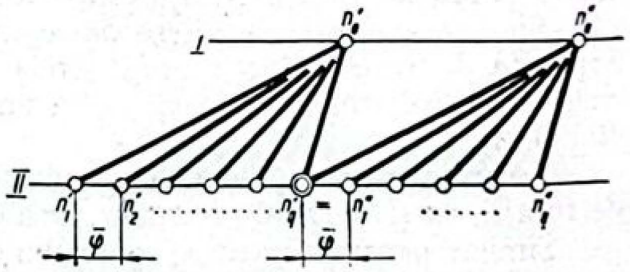


FIG. 3.15. Rețeaua cu turații suprapuse.

Scanned with CamScanner

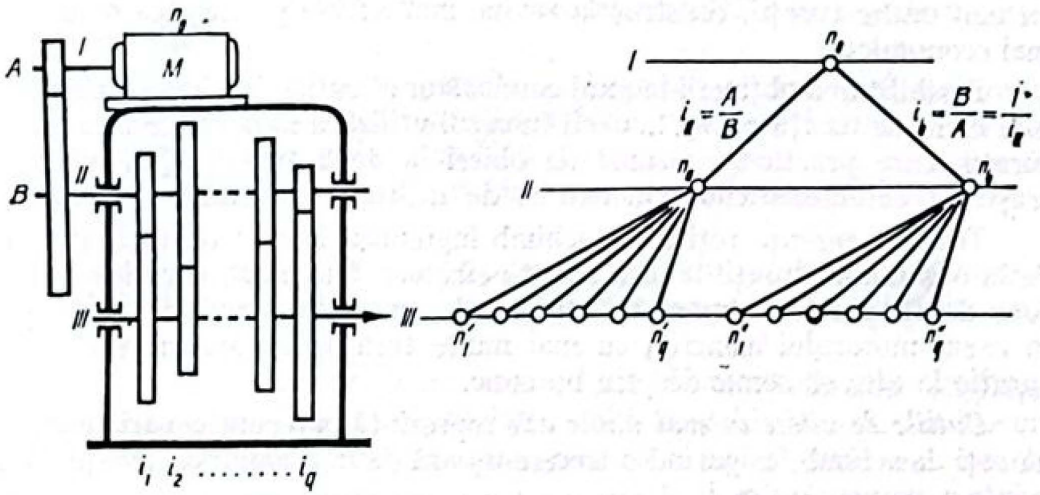


FIG. 3.16. Cutie de viteze cu roți de schimb.

Roțile de schimb (fig. 3.16) pot asigura de asemenea, unei cutii de viteze cu două axe, mărirea capacității de reglare a turațiilor.

Din punct de vedere constructiv, roțile de schimb A și B se introduc între axul motorului și primul ax al cutiei de viteze.

Numărul perechilor de roți de schimb poate fi oarecare, însă și în acest caz se urmărește respectarea rapoartelor de transmitere i_{min} și i_{max}, admisibile (1/4 și 2/1).

Pentru a reduce numărul perechilor de roți de schimb, rapoartele de transmitere ale acestora sînt așa fel calculate, încît un același angrenaj poate fi folosit direct sau invers. Astfel, dacă o pereche de roți de schimb A/B asigură obținerea unui raport de transmitere $i_a = 1/\varphi^n$ el poate fi utilizat și sub forma B/A, în care caz raportul de transmitere este $i_b = \varphi^n$.

Ca și în cazul cutiilor de viteze cu motor cu mai multe turații, grupa sau grupele de turații obținute cu roți de schimb, pot fi distincte sau parțial suprapuse.

Pentru cazul din fig. 3.16 în care se folosește o singură pereche de roți de schimb A și B, obținîndu-se astfel două turații n_a și n_b la axul conducător al cutiei de viteze, dacă se pune condiția ca $n_1'' = n_q'$, va rezulta, similar cutiei de viteze cu motor cu două turații, o capacitate totală de reglare

$$R_{n_T} = \frac{n_q''}{n_1'} = \varphi^{2(q-1)} = R_n^2,$$

egală cu pătratul capacității de reglare a cutiei de viteze.

Cutiile de viteze cu roți de schimb prezintă un număr de calități în raport cu cele cu motor cu mai multe turații, dar în același timp au și unele dezavantaje față de ele.

Datorită utilizării unui motor asincron cu o singură turație, care necesită un aparataj de comandă mult mai simplu decît cel necesar motoarelor

Scanned with CamScanner

cu mai multe turații, construcția revine mai ieftină și necesită o întreținere mai economică.

Posibilitatea obținerii la axul conducător al cutiei de viteze a unui număr mai mare de turații n_a, n_b, ... decît în cazul utilizării motoarelor cu mai multe turații, care practic se rezumă de obicei la două turații n'_0 și n''_0, permite creșterea caracteristicilor cinematice de utilizare ale cutiei de viteze.

Totuși, prezența roților de schimb îngreunează mult operația de trecere de la o gamă de turații la alta care se efectuează manual, necesitînd un consum de timp relativ mare în comparație cu cel necesar aceleeași operații în cazul motorului asincron cu mai multe turații, la care trecerea de la o turație la alta se comandă prin butoane.

Cutiile de viteze cu mai multe axe reprezintă oarecum o variantă a celor cu roți de schimb, asigurînd o trecere ușoară de la o gamă de turații la alta, printr-o manevră simplă.

În fig. 3.17 s-a schematizat aceeași cutie de viteze cu două axe studiată mai înainte, conținînd în plus un al treilea ax antrenat direct de motor.

Pe acest ax se află roțile fixe z'_a și z'_b iar pe axul *II* al cutiei de viteze se află un balador cu roțile z''_a și z''_b.

Angrenarea pe rînd a roților baladorului cu roțile fixe z'_a și z'_b asigură transmiterea la axul *II* a două turații diferite n_a și n_b care prin cutia de viteze cu două axe sînt transformate în două game de turații $n'_1, \ldots, n'_q$ și $n''_1, \ldots, n''_q$ ca și în cazurile precedente.

Pentru aceeași condiție $n''_1 = n'_q$ se va obține evident

$$R_{n_T} = \frac{n''_q}{n'_1} = \varphi^{2(n-1)} = R_n^2$$

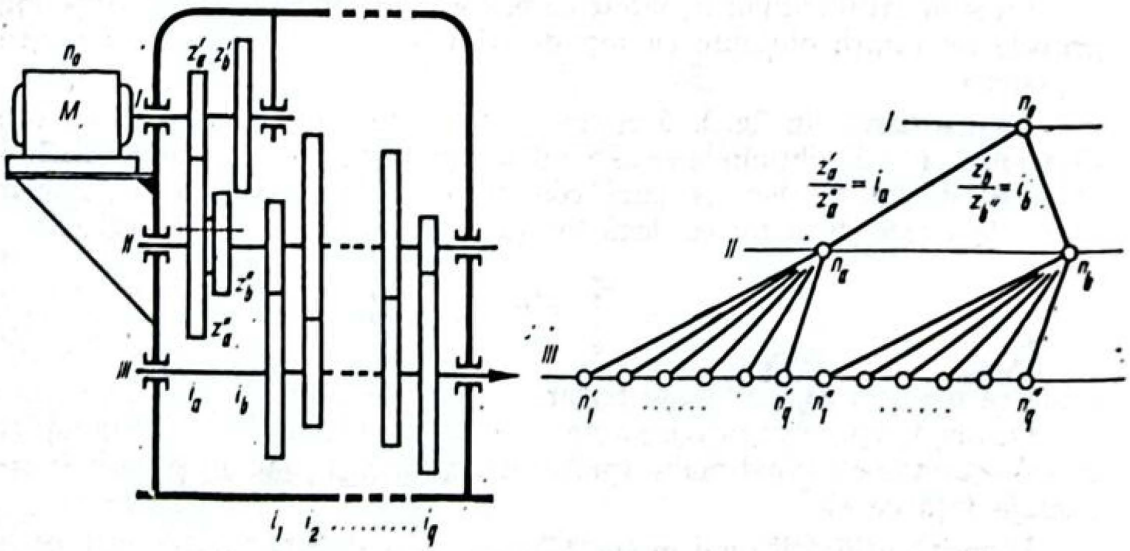


FIG. 3.17. Cutie de viteze cu trei axe.

Scanned with CamScanner

o capacitate totală de reglare egală cu pătratul capacității de reglare a cutiei de viteze cu două axe.

Desigur că în loc de două perechi de angrenare, între axul motorului și axul *II* poate exista un număr oarecare k de angrenaje, astfel încît să rezulte un același număr de turații la axul *II* și deci un același număr de grupe de turații la axul *III*. Totuși, acest număr k de angrenaje este limitat din mai multe cauze, ca:

— necesitatea respectării rapoartelor de transmitere limită, admisibile pentru cutiile de viteze ale mașinilor-unelte care, după cum s-a arătat, limitează mărimile φ și q;

— trecerea de la o turație la alta, necesitînd fie ambreiaje (cuplaje) care permit această operație numai între două perechi de roți, fie blocuri baladoare care pot asigura în genere angrenarea între cel mult trei perechi de roți și, în cazuri rare, între patru perechi, conduce, pentru un număr mai mare de turații n_a, n_b, ... la o construcție greoaie cu axe lungi și cutii de viteze cu gabarit mare.

Aceste motive, ca și unele cu privire la caracterul economic al construcției mașinii-unelte, conduc la cutii de viteze cu un număr mare de axe și la diverse combinații între cutia de viteze, roțile de schimb și motoarele cu mai multe turatii. de exemplu construcția din fig. 3.18, reprezentînd o combinație a motorului cu două turații, a roților de schimb și a unei cutii de viteze cu trei rapoarte de transmitere, construcție folosită la un cap de frezare al mașinii 6D63.

Diagrama turațiilor acestei cutii de viteze arată că raportul de transmitere i_3'' este inversul raportului de transmitere i_1'' obținîndu-se prin montarea inversă a roților de schimb A și B.

Primele trei turații n_1, n_2 și n_3 se obțin prin deplasarea cu ajutorul unei manete a blocului balador avînd roțile z_1, z_2 și z_3, turația motorului fiind n_0'. Schimbînd turația acestuia în n_0'', prin acționarea unui buton, se pot obține următoarele trei turații n_4, n_5 și n_6, prin deplasarea blocului balador de roți dințate.

Se mai poate remarca, că turațiile n_{10} n_{11} și n_{12} pot fi obținute fie cu roțile de schimb C/D, fie cu roțile B/A, după cum turația motorului electric este n_0' sau n_0''. Notînd prin n_{10}' n_{11}', n_{12}' turațiile axului principal obținute pentru turația n_0' a motorului și cu n_{10}'', n_{11}'', n_{12}'' aceleași turații obținute pentru turația n_0'' a motorului, rezultă că ultimele sînt suprapuse primelor. Deci, această cutie de viteze realizează de fapt 18 turații, dintre care 3 turații suprapuse.

e. **Cutii de viteze cu trei axe.** Una dintre cele mai simple cutii de viteze cu trei axe este reprezentată în fig. 3.19. Ea posedă un grup de două angrenaje între axele *I* și *II*, și un grup de trei angrenaje între axele *II* și *III*.

Scanned with CamScanner

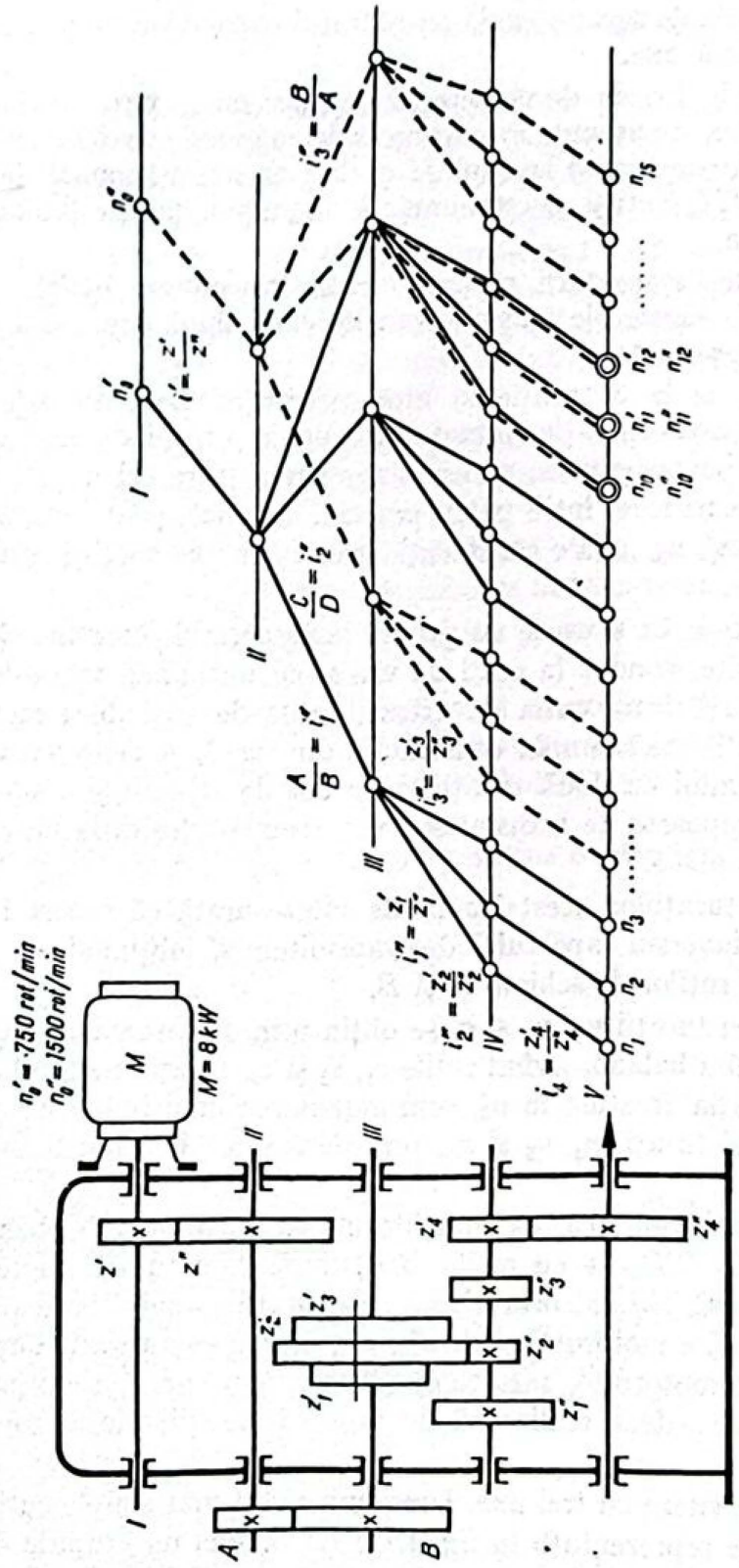


FIG. 3,18, Cutie de viteze complexă: motor cu două turații, roți de schimb, balador triplu, cu turații suprapuse.

Scanned with CamScanner

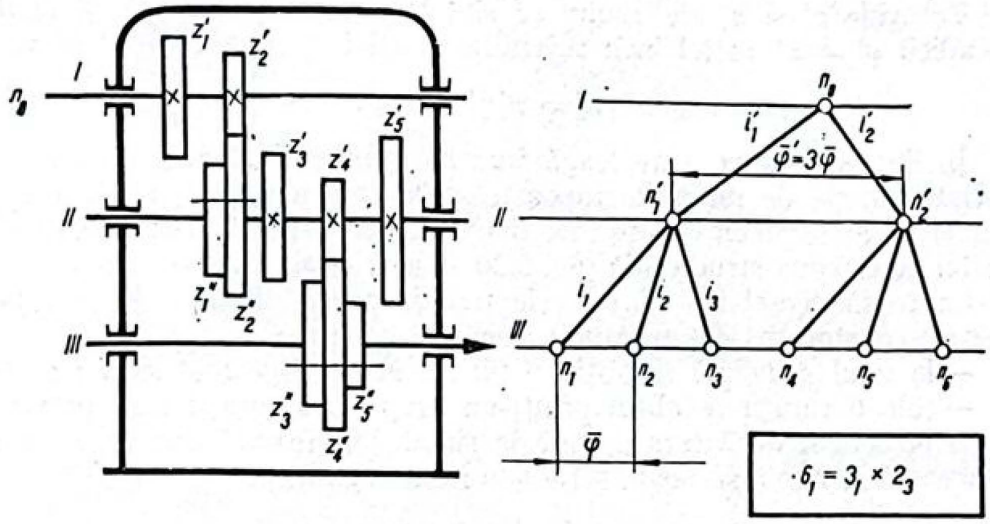


FIG. 3.19. Cutie cu viteze cu trei axe.

Angrenajele z_1'/z_1'' și z_2'/z_2'' avînd rapoartele de transmitere i_1'' respectiv i_2'', transformă unica turație n_0 a axului I în două turații:

$$n_1' = n_0 i_1''$$

și

$$n_2' = n_0 i_2''.$$

Fiecare din aceste turații sînt transformate de a doua grupă de angrenaje z_3'/z_3'', z_4'/z_4'' și z_5'/z_5'', avînd rapoartele de transmitere i_1, i_2 și i_3, în două grupe de cîte trei turații

$$n_1 = n_1' i_1$$
$$n_2 = n_1' i_2$$
$$n_3 = n_1' i_3$$

și

$$n_4 = n_2' i_1$$
$$n_5 = n_2' i_2$$
$$n_6 = n_2' i_3$$

în care $n_1 = n_{min}$ și $n_6 = n_{max}$.

Turațiile $n_1, \ldots, n_6$ ale axului principal trebuie să fie în serie geometrică, astfel că în diagrama turațiilor ele vor fi echidistante, de mărime $\bar{\varphi}$, corespunzător unei rații φ oarecare

$$n_2 = n_1 \varphi$$
$$n_3 = n_2 \varphi$$
$$\vdots$$
$$n_6 = n_5 \varphi.$$

Scanned with CamScanner

Turațiile n_1' și n_2' ale axului *II* sînt la o distanță grafică $\bar{\varphi}'$ egală cu $3\bar{\varphi}$, adică $\varphi' = \varphi^3$, astfel încît mărimea turației n_2' funcție de n_1' se va scrie

$$n_2' = n_1'\varphi' = n_1'\varphi^3.$$

Înclinarea razelor, care leagă turațiile dintre două axe alăturate, este diferită, funcție de mărimile rapoartelor de transmitere i_1' și i_2', respectiv i_1, i_2 și i_3, astfel încît, ca formă, diagrama structurală (fig. 3.20, *a*) diferă sensibil de rețeaua structurală (fig. 3.20, *b*) a aceleiași cutii de viteze.

Cu toată deosebirea dintre cele trei diagrame din figurile precedente, se poate constata că ele au multe elemente comune:

— la axul principal se obțin 6 turații în serie geometrică cu rația φ;

— cele 6 turații se obțin printr-un grup de 3 turații care provin din grupul precedent de 2 turații, care la rîndul lor, rezultă din unica turație n_0. Această remarcă se poate scrie sub forma egalității

$$6 = 3 \times 2 \times 1;$$

— pe diagrame, cele 2 turații n_1' și n_2' sînt distanțele prin rația $\bar{\varphi}'$.

Din aceste cauze, este evident că pentru analiza unei rețele este mai comodă folosirea rețelei structurale (v. fig. 3.20, *b*), la care razele sînt dispuse simetric în raport cu poziția turației n_0.

Egalitatea

$$6 = 3 \times 2 \times 1$$

poate fi scrisă evident sub forma mai simplă

$$6 = 3 \times 2$$

căreia, convențional, i se poate adăuga, sub formă de indici, rațiile turațiilor respective

$$6_{\bar{\varphi}} = 3_{\bar{\varphi}} \times 2_{\bar{\varphi}}.$$

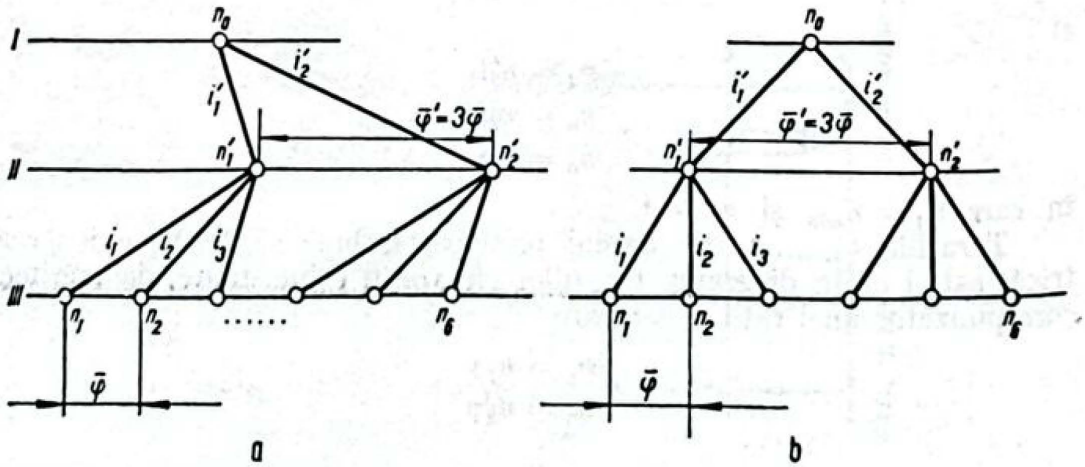


FIG. 3.20. Comparație între diagrama structurală a și rețeaua structurală b a unei cutii de viteze cu trei axe.

Scanned with CamScanner

Ea poate fi citită: cele 6 turații de rație φ ale axului principal se obțin dintr-o grupă de trei turații de aceeași rație $\bar{\varphi}$, turații care la rîndul lor rezultă din două turații de rație φ' ale axului precedent.

Întrucît din diagrame se poate constata egalitatea

$$\bar{\varphi}' = 3\bar{\varphi}',$$

se poate înlocui și indicele factorului al doilea prin egalul său

$$6_{\bar{\varphi}} = 3_{\bar{\varphi}} \times 2_{3\bar{\varphi}}.$$

Pe de altă parte, pentru că φ apare ca indice peste tot, el poate fi subînțeles, simplificînd astfel notația; expresia de mai sus devine

$$6_1 = 3_1 \times 2_3.$$

Ea este denumită *ecuația structurală a rețelei* și arată că cele 6 turații ale axului principal se obțin dintr-o grupă de 3 turații care au aceeași rație (indicele 1 la ambele cifre 6 și 3), provenind dintr-o grupă de 2 turații, a cărei rație este grafic de 3 ori mai mare decît rația turațiilor axului principal.

Indicii cifrelor din ecuația structurală indică, pe diagramă, mărimi de segmente, în raport cu mărimea segmentului determinat de două turații alăturate, de pe axul principal, segment luat ca unitate de măsură.

Aceste segmente fac parte însă din scări gradate logaritmic, după cum s-a arătat în paragraful precedent, astfel încît, numărul segmentelor marcat prin indici reprezintă exponenții rațiilor respective.

Ca urmare, ecuația structurală mai poate fi citită: cele 6 turații ale axului principal, de rație oarecare la puterea 1 rezultă dintr-o grupă de 3 turații, avînd aceeași rație la aceeași putere 1, și dintr-o grupă de 2 turații cu aceeași rație, însă la puterea a 3-a.

În rețeaua structurală analizată, raportul de transmitere i_2 asigură obținerea turației n_2 (fig. 3.21, *a*). Într-o altă construcție (fig. 3.21, *b*), datorită

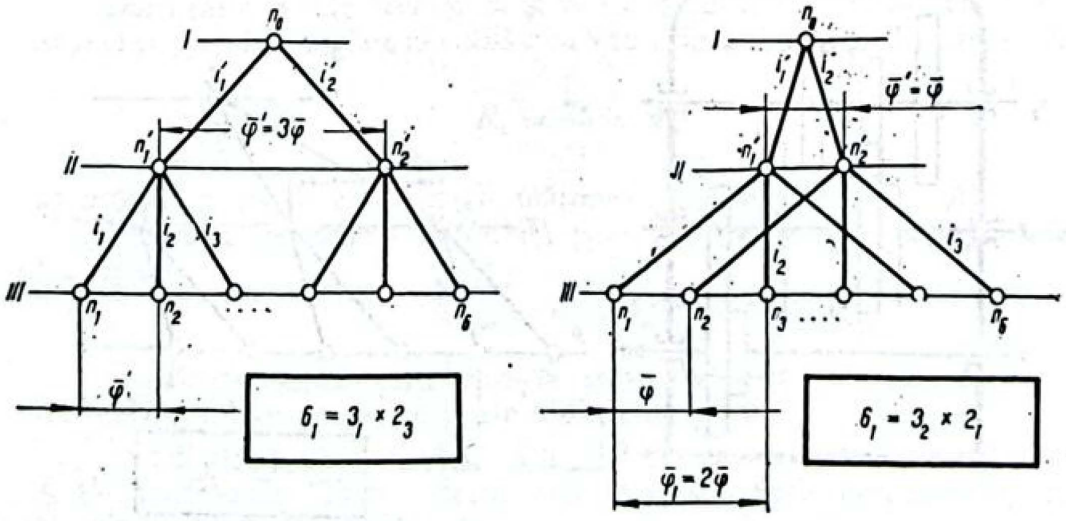


FIG. 3.21. Rețele structurale de ecuație $6 = 3 \times 2$.

Scanned with CamScanner

aceluiași raport de transmitere, se poate obține turația n_3, turația n_2 obținîndu-se prin i_1 de la turația n_2'.

Din rețeaua structurală, rezultă că grupa de 3 turații are turațiile în serie geometrică cu rația $\varphi_1 = 2\overline{\varphi}$, în timp ce grupa de 2 turații are rația $\overline{\varphi}' = \overline{\varphi}$.

Ținînd seama de mărimile rațiilor, ecuația structurală a rețelei capătă forma

$$6_1 = 3_2 \times 2_1.$$

Diferența dintre aceasta și ecuația precedentă este evidențiată prin poziția și mărimea indicilor, care duce, după cum se vede, la o rețea structurală diferită de precedenta.

Cutia de viteze studiată posedă, între primele două axe, două perechi de angrenaje, iar între ultimele două, trei perechi.

Construcția acesteia poate fi făcută să aibă trei perechi de angrenaje între primele două axe și două perechi între ultimele (fig. 3.22).

În acest caz, se vor obține la axul principal același număr de 6 turații, dar în grupe de cîte două, pentru fiecare din cele trei turații ale axului *II*, obținute de la axul *I* prin cele trei angrenaje.

Ecuația structurală are forma

$$6 = 2 \times 3$$

și diferă de precedenta prin locul pe care îl ocupă factorii 2 și 3 în produsul egal cu numărul turațiilor axului principal.

Studiind ca și în cazul precedent, rețeaua structurală, se obțin două variante ale acesteia (fig. 3.23), în care, la cea de a doua, raportul de transmitere i_2 asigură obținerea turației n_4.

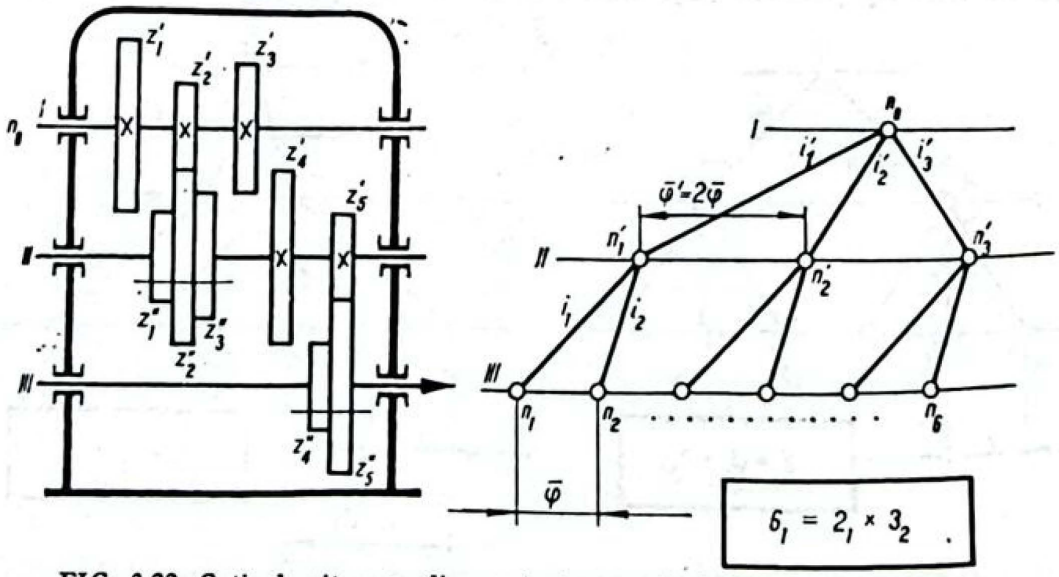


FIG. 3.22. Cutie de viteze cu diagramă structurală de ecuație $6_1 = 2_1 \times 3_2$.

Scanned with CamScanner

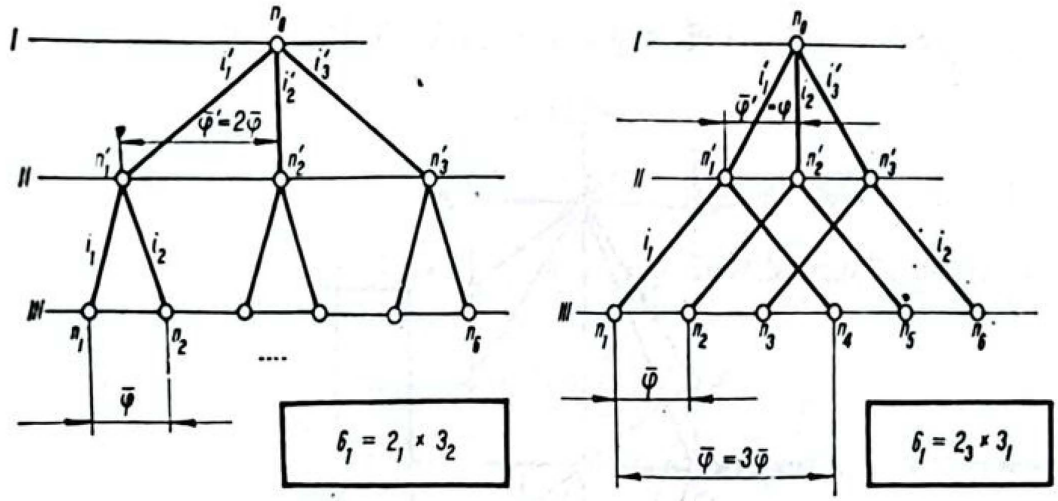


FIG. 3.23.

Ținînd seama de mărimile raţiilor, rezultă două ecuaţii structurale

$$6_1 = 2_1 \times 3_2;$$

$$6_1 = 2_3 \times 3_1,$$

diferite de precedentele, ecuaţii ale reţelelor care asigurau un acelaşi număr de 6 turaţii în serie geometrică, cu aceeaşi raţie.

Din această analiză, se constată că problema obţinerii unei game de 6 turaţii în serie geometrică de raţie oarecare, folosind o cutie de viteze cu 3 axe, are patru soluţii distincte, din punct de vedere al reţelei structurale, iar fiecărei reţele structurale îi pot corespunde mai multe diagrame structurale.

f. Analiza variantelor cutiilor de viteze cu trei axe. Cutiilor de viteze cu şase turaţii, studiate anterior, li se pot adăuga cutiile de viteze cu nouă turaţii (fig. 3.24), avînd de asemenea trei axe, însă posedînd doi baladori tripli.

Dacă raţia φ este aceeaşi ca şi în cazul cutiilor de viteze cu 6 turaţii, atunci raportul de reglare al cutiilor cu 9 turaţii va fi mult mai mare şi anume

$$R_n = \frac{n_9}{n_1} = \varphi^8,$$

în timp ce la cutiile cu 6 turaţii, mărimea acestuia va fi $R_n = \varphi^5$.

Pentru raţia maximă admisibilă $\varphi_6 = 1{,}60$ va rezulta raportul maxim de reglare

$$R_{n_{max}} = \varphi_6^8 = 1{,}60^8 = 40.$$

Din considerentele care urmează, se va vedea că realmente acest raport de reglare, relativ mare, nu poate fi obţinut.

În adevăr, pentru cazul din fig. 3.24, rapoartele de transmitere i_1' şi i_3' ale angrenajelor dintre primele două axe, sînt egale însă inverse, turaţia n_0 fiind situată în punctul A.

Scanned with CamScanner

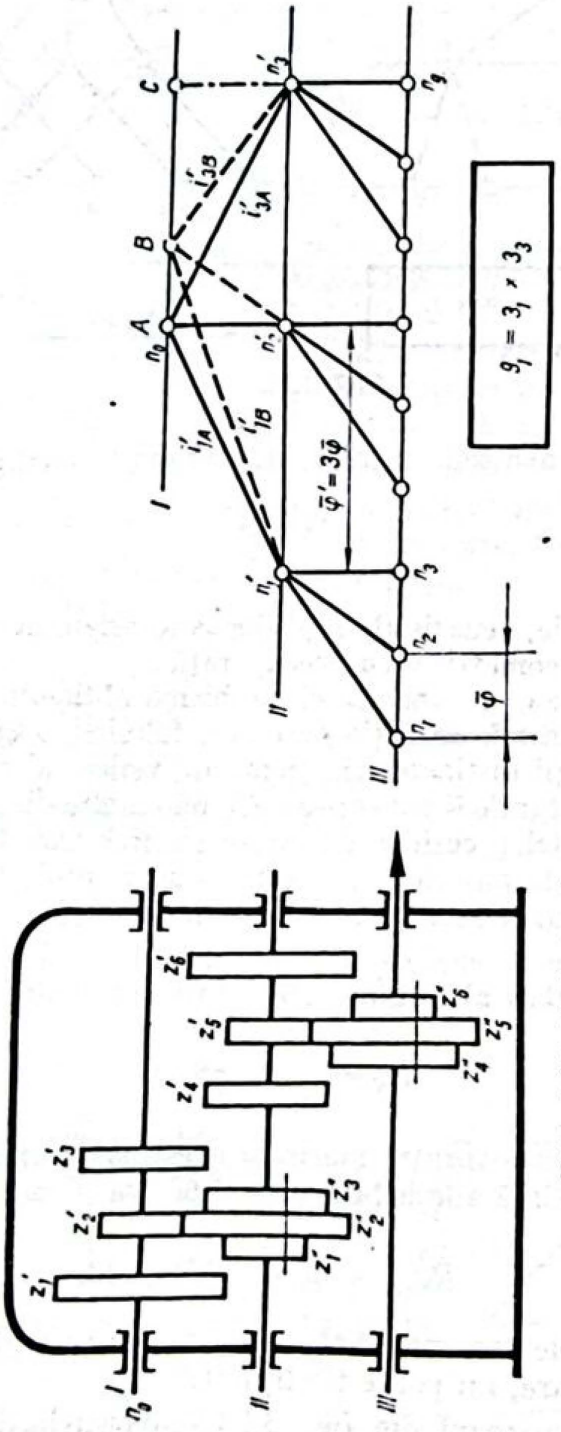


FIG. 3.24. Cutie de viteze cu diagramă structurală de ecuație $9_1 = 3_1 \times 3_3$.

Scanned with CamScanner

Raportul de transmitere i_2 are mărimea, în cazul relației φ_5

$$i_1'' = \varphi_5^{-3} = \frac{1}{4}$$

și deci angrenajul respectiv este la limita admisibilă pentru cazul demultiplicării turațiilor.

Raportul de transmitere i_3'', ca urmare a simetriei razelor diagramei va fi inversul lui i_1'' deci

$$i_3'' = \frac{1}{i_1''} = \frac{4}{1} > \frac{2}{1}$$

și deci mai mare decît limita admisibilă pentru raportul de transmitere a unui angrenaj în multiplicare.

O încercare de a micșora pe i_3'', deplasînd turația n_0 din A în B duce la micșorarea raportului i_1'' sub valoarea admisibilă la a cărei limită se află. Ca urmare, datorită acestor restricții, cutia de viteze cu rețeaua din fig. 3.24 nu poate fi realizată pentru rația φ_5.

De altfel și din alte cauze, o astfel de cutie de viteze, antrenată direct de motor, nu poate fi utilizată. În acest fel, turația n_0 aflîndu-se în punctul A va corespunde turației n_6 a axului principal, adică turația n_6 va fi identică cu turația motorului și ca urmare turațiile superioare $n_7, \ldots, n_9$ vor fi mai mari decît a acestuia (pentru $\varphi_5 = 1{,}60$; $n_9 = \varphi_5^3 n_6 = 4 \times n_6$, deci de 4 ori mai mare decît turația motorului), turații care în genere nu sînt utilizabile în construcția de mașini-unelte.

Considerînd că turația maximă n_9 poate fi egală cu turația n_0 a motorului, punctul n_0 se va afla pe diagramă în C, pe verticala care trece prin n_9. Dar, în acest caz, raportul de transmitere i_1'' se micșorează foarte mult ($i_{10}'' = \varphi_5^{-6} = 1/16$), ceea ce iarăși nu este admisibil.

Dacă în loc de rația φ_5, turațiile axului principal se ordonează cu rația imediat inferioară, $\varphi_{10} = 1{,}25$, atunci, pentru realizarea raportului de demultiplicare $i_1'' = 1/4$, turația n_0 va cădea în punctul C deoarece

$$\varphi_{10}^{-6} = 1{,}25^{-6} = 1/4.$$

Ca urmare a îndeplinirii acestei condiții, va rezulta și $i_3'' = 1/1$, deci mai mic decît limita maximă admisibilă.

În același timp însă, raportul de reglare a turațiilor cutiei de viteze se reduce extrem de mult, trecînd de la 40 la 6,3 deoarece

$$R_{n_{max}} = \varphi_{10}^8 = 6{,}3$$

Chiar în aceste condiții, cutia de viteze cu 9 turații poate fi în unele cazuri necorespunzătoare, datorită obligativității cu turația maximă n_9 să fie identică cu turația motorului.

Din aceste cauze, în construcția de mașini-unelte se folosesc cutii de viteze cu un număr mare de axe.

Scanned with CamScanner

3.2.3. Teoria rețelelor de turații

a. **Ecuația rețelei de turații.** Să considerăm o cutie de viteze cu un număr oarecare de axe, ultimul dintre acestea, axul M (axul principal) trebuind să aibă un număr de q turații, dispuse în serie geometrică sau nu, turațiile putînd fi distincte sau parțial suprapuse. Aceste turații se vor nota prin q^M, indicele superior indicînd rangul axului care posedă turația respectivă.

O porțiune a unei astfel de rețele este reprezentată în fig. 3.25. Cele q^M turații ale axului M nu sînt în serie geometrică, deoarece rațiile acestora $\varphi_{M1}, \varphi_{M2}, \varphi_{M3}, \ldots$ nu sînt egale, iar turațiile nu sînt distincte, unele, de exemplu n_j^M și n_k^M, fiind suprapuse.

Gama de q^M turații ale axului M se obține în *grupe* de cîte s turații (în fig. 3.25, $s = 3$) de la axul precedent L, din turațiile $n_1^L, n_2^L, \ldots, n_q^L$ ale acestuia.

Se poate scrie deci, că

$$q^M = sq^L,$$

adică numărul de turații ale axului M rezultă din produsul numărului s de turații ale unei grupe de turații, cu numărul q^L de turații ale axului precedent L.

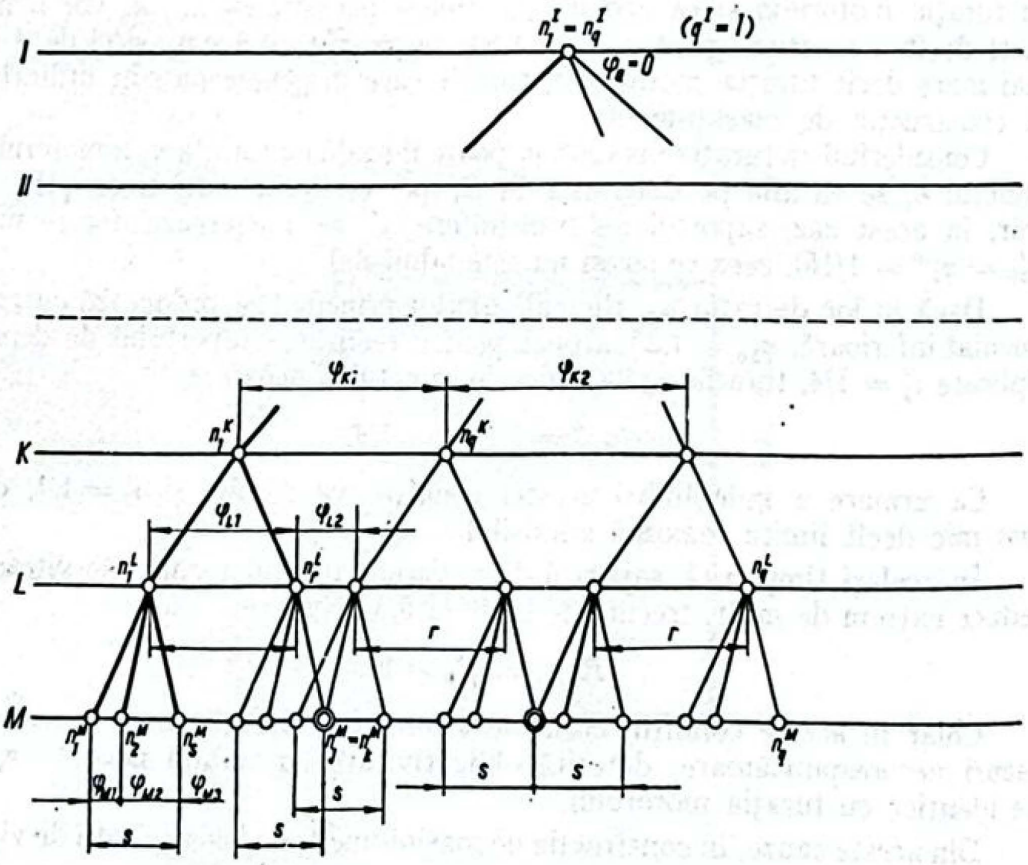


FIG. 3.25. Schemă pentru teoria rețelelor de turații.

Scanned with CamScanner

La axul L, cele q turații se obțin prin grupe de r turații (în figură, $r = 2$) pentru fiecare turație din cele q^K turații ale axului K, ceea ce se poate scrie, ca și în cazul precedent

$$q^L = rq^K.$$

Înlocuind în expresia precedentă pe q cu egalul său de mai sus, rezultă

$$q^M = srq^K.$$

Raționînd similar, din aproape în aproape, și pentru celelalte axe, pînă la axul I de intrare, se obține în final

$$q^M = srp \ldots cba,$$

adică: *numărul de turații q^M al axului M este produsul grupelor de turații s, r, p, ... pe care fiecare ax le primește de la axul precedent.*

Această expresie este denumită *ecuația rețelei de turații.*

Asupra ei și a fig. 3.25 se pot face următoarele remarci:

1. Cele q^M turații ale axului M pot fi sau nu în serie geometrică ($\varphi_{M1} \neq \neq \varphi_{M2} \ldots$).
2. Turațiile q^M pot fi distincte sau nu (cazul $n_i^M = n_k^M$).
3. Ambele remarci de mai sus se pot aplica turațiilor q^L, q^K, ... ale axelor precedente (de exemplu $\varphi_{L1} \neq \varphi_{L2}$; $\varphi_{K1} \neq \varphi_{K2} \ldots$).
4. Grupa a de turații a primului ax este în toate cazurile egală cu unitatea, ca fiind unica turație din care trebuie să rezulte cele q^M turații ale axului M. Noțiunea de grupă în acest caz nu are sens decît considerînd că rația φ_a a turațiilor acesteia este nulă ($\varphi_a = 0$).
5. Poziția factorilor produsului $srp \ldots$ din dreapta semnului egalității corespunde rangului axului respectiv, în ordine descrescătoare, de la axul M spre primul ax.
6. Expresaia lui q^M, fiind dată de un produs de factori, se bucură de *proprietatea comutativității.*

Ultima proprietate, comună oricărui produs, are o importanță deosebită, deoarece prin permutarea factorilor ecuației se obțin ecuații și rețele structurale difertie de precedentele.

Astfel, permutarea lui r în locul lui s,

$$q^M = rsp \ldots cba$$

conduce la o rețea de turații (fig. 3.26) diferită ca formă de precedenta, care la axul M primește grupe de cîte r turații în loc de s, iar la axul L grupe de cîte s turații în loc de r. Totuși numărul total de turații q^M, la axul M, este același ca și în cazul inițial și ordonate în același mod.

b. **Ecuația structurală a rețelei.** Dacă turațiile ultimului ax M trebuie să fie în serie geometrică cu o rație oarecare φ_M (fig. 4.27), atunci grupa de turații s, primită de la axul L, trebuie să fie și ea în serie geometrică, avînd rația $\varphi_s = \varphi_M$, iar pentru ca turațiile să nu fie suprapuse este necesar ca grupele să se succeadă la distanțe egale cu rația φ_M a turațiilor axului M.

Scanned with CamScanner

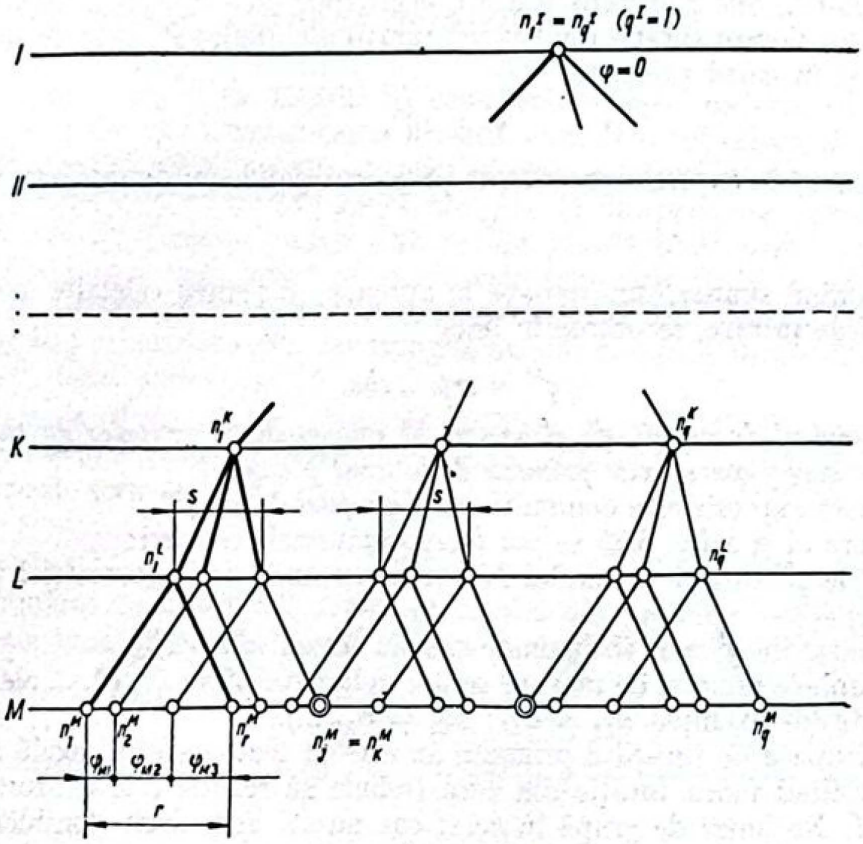


FIG. 3.26. Schemă pentru teoria rețelelor de turații.

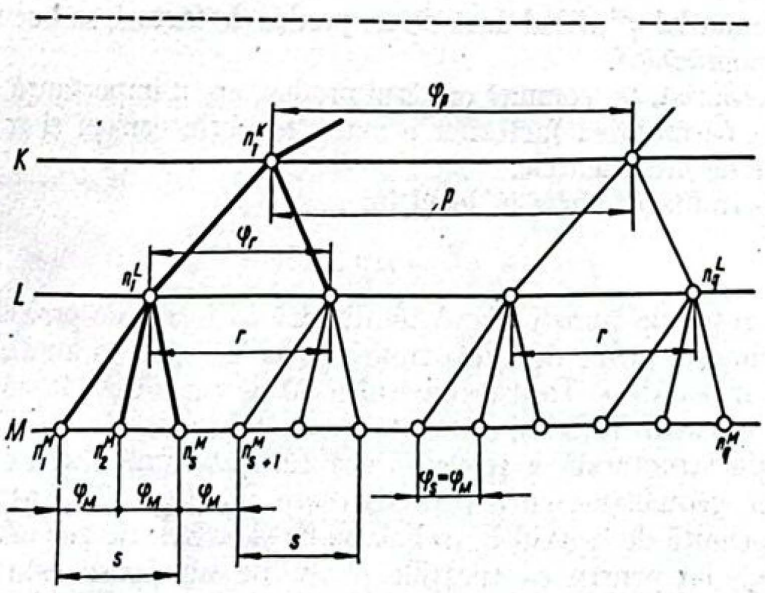


FIG. 3.27. Turații în serie geometrică pe ultimul ax.

Scanned with CamScanner

Îndeplinirea acestei ultime condiții este realizată dacă

$$n_{s+1}^{M} = n_{s}^{M}\varphi_{M},$$

adică prima turație a grupei următoare să facă parte din aceeași serie geometrică ca și turațiile grupei.

În acest caz, este necesar ca rația φ_r a grupei de turații a axului precedent L să fie un multiplu al rației φ_M. Din fig. 3.27 rezultă că

$$\varphi_r = \varphi_M^s.$$

ceea ce se poate demonstra după cum urmează.

Funcție de turația n_1^M, expresia lui n_{s+1}^M este

$$n_{s+1}^{M} = n_1^M \varphi_M^s.$$

Pe de altă parte, turațiile n_1^M și n_{s+1}^M funcție de n_1^L și n_2^L din care provin datorită raportului de transmitere i_1, se scriu

$$n_1^M = i_1 n_1^L$$

și

$$n_{s+1}^{M} = i_1 n_2^L.$$

Înlocuind în egalitatea precedentă și simplificînd cu i_1,

$$n_2^L = n_1^L \varphi_M^s$$

Cum pentru turațiile grupei de r turații

$$n_2^L = n_1^L \varphi_r,$$

rezultă că

$$\varphi_r = \varphi_M^s.$$

În mod similar, se poate demonstra că rația turațiilor din grupa de p turații trebuie să fie

$$\varphi_p = \varphi_r^r$$

și așa mai departe, de exemplu grupa cu b turații trebuie să aibă rația

$$\varphi_b = \varphi_c^c.$$

În funcție de rația φ_M a turațiilor axului M (axul principal), rațiile precedente se scriu

$$\varphi_r = \varphi_M^s$$

$$\varphi_p = \varphi_M^{sr}$$

$$\vdots$$

$$\varphi_b = \varphi_M^{srp\ldots c}$$

Scanned with CamScanner

Folosind notația convențională a segmentelor reprezentînd rațiile, se obține

$$\varphi_r = s\overline{\varphi}_M$$
$$\varphi_p = sr\overline{\varphi}_M$$
$$\vdots$$
$$\varphi_b = srp \dots c\overline{\varphi}_M$$

Avînd în vedere că se cunosc rațiile fiecărei grupe de turații, ele pot fi indicate convențional, sub formă de indici, în ecuația rețelei structurale

$$q^M_{\varphi_M} = s_{\varphi_M} : r_{\varphi_r} : p_{\varphi_p} \dots c_{\varphi_c} \cdot b_{\varphi_b} \cdot a_{\varphi_a}$$

sau funcție de φ_M

$$q^M_{\varphi_M} = s_{\varphi_M} \cdot r_{s\varphi_M} \cdot p_{sr\varphi_M} \dots c_{srp \dots d_M} \cdot b_{srp \dots dc\varphi_M} : 1_{0\varphi_M}.$$

În această expresie, ultimul termen a s-a înlocuit prin unitate, care reprezintă turația unică a primului ax; indicele său este zero, deoarece însăși rația este nulă, după cum s-a arătat în paragraful precedent.

Observînd că φ_M intervine sub formă de factor la toți indicii, se poate simplifica scrierea expresiei de mai sus

$$q_1 = s_1 \cdot r_s \cdot p_{sr} \dots c_{srp \dots d} : b_{srp \dots dc} : 1_0,$$

rezultînd *ecuația structural a rețelei*. Ea precizează că cele q turații ale axului principal, ca să fie în serie geometrică cu o rație oarecare (indicele 1 la q) și să fie distincte, trebuie să rezulte din multiplicarea factorilor s, r, p, ..., reprezentînd grupele de turații primite de fiecare ax de la precedentul, turații ale căror rații sînt puterile 1, s, sr, ... ale rației turațiilor axului principal.

Se poate remarca în ecuația structurală a rețelei, că pentru oricare valori ale factorilor s, r, p, ..., totdeauna va exista factorul 1 ca factor extrem, reprezentînd turația unică a primului ax, cu indicele zero și că totdeauna va exista indicele 1 la numărul de turații q al ultimului ax ca și la una din grupele de turații.

Remarca este importantă pentru metodica de formare a indicelor.

c. **Regula de formare a indicilor.** Pentru formarea indicilor factorilor ecuației, trebuie remarcat că *indicele unui factor oarecare rezultă ca produs al factorului precedent cu indicele său.*

Astfel, indicele factorului r este dat de produsul factorului precedent s cu indicele său 1, indicele factorului b este produsul factorului c cu indicele său $srp \dots d$.

Prin permutări, datorită proprietății de comutativitate a factorilor ecuației structurale, grupele de turații s, r, p, ... pot apărea pe alte axe decît M, L, K, ... Astfel pentru cazul următor

$$q_1 = r_s \cdot s_1 \cdot p_{sr} \dots b_{srp \dots c} 1_0,$$

grupa de turații r apare la axul M, iar s la axul L (fig. 3.28).

Scanned with CamScanner

În ceea ce privește regula de formare a indicilor, ea rămîne aceeași, cu observarea că factorul oarecare, căruia i se formează indicele, nu trebuie să fie neapărat în ordinea descrescătoare M, L, K, ... a rangului axului.

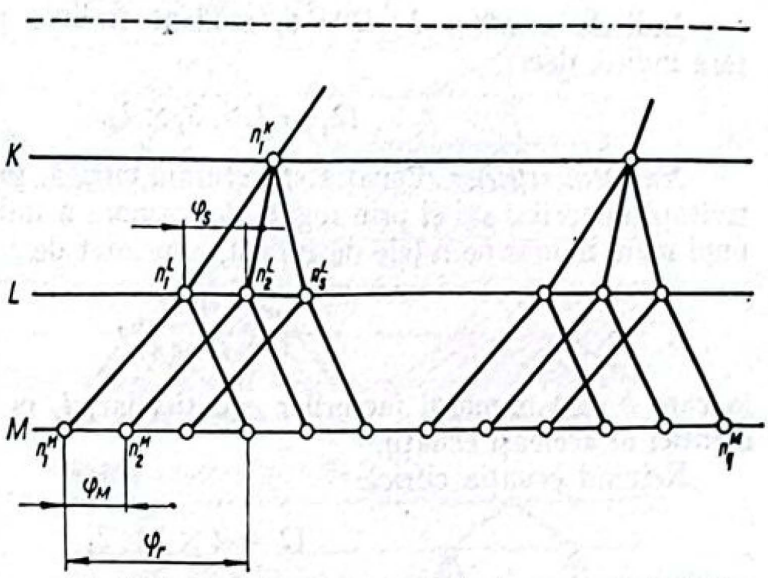


FIG. 3.28. Schemă pentru regula de formare a indicilor.

În ecuația structurală de mai sus, plecînd de la factorul cu indicele 1, corespunzător grupei de turații primită de axul L, se formează indicele s al factorului grupei de turații primită de axul M.

Ca urmare, regula de formare a indicilor poate fi formulată astfel:

Într-o ecuație structurală, formarea indicilor începe prin marcarea indicelui 1, unuia dintre factori. Produsul dintre acesta și factorul respectiv se plasează ca indice oricăruia dintre factorii ecuației structurale. În continuare se procedează similar cu noul indice obținut.

Spre exemplificare, se consideră următoarea ecuație structurală numerică

$$q = 12 = 2 \times 3 \times 2 \times 1,$$

în care factorul 1 reprezintă numărul de turații al axului I, 2 cel al grupei de turații primită de axul II, 3 al grupei de turații primită de axul III și 2 cel al grupei de turații primită de axul IV, axul principal.

Ecuația structurală cifrică se scrie însă mai simplu, prin renunțarea la indicarea turației 1 a primului ax, aceasta subînțelegîndu-se în toate cazurile, deci

$$12 = 2 \times 3 \times 2.$$

Regula de formare a indicilor permite plasarea indicelui 1 oricărui factor Pentru exemplificare, se alege factorul 3, deci

$$12_1 = 2 \times 3_1 \times 2.$$

Ca urmare a alegerii făcute arbitrar, grupa de turații a axului III, care constă din 3 turații va avea aceeași rație ca și cele 12 turații ale axului principal, deoarece acestea au totdeauna indicele 1.

Indicele următor rezultă din produsul $1 \times 3 = 3$ și poate fi plasat de asemenea arbitrar factorului 2 din dreapta sau din stînga factorului 3. Dacă îl plasăm în dreapta, ecuația structurală devine

$$12_1 = 2 \times 3_1 \times 2_3$$

Scanned with CamScanner

Indicele următor $3 \times 2 = 6$, evident trebuie plasat singurului factor fără indice, deci

$$12_1 = 2_6 \times 3_1 \times 2_3.$$

Numărul rețelelor. Ecuația structurală cifrică, prin proprietatea comutativității factorilor săi și prin regula de formare a indicilor, permite obținerea unui mare număr de rețele de turații, exprimat de relația

$$N = \frac{(k!)^2}{l!\,m!\,n!},$$

în care k este numărul factorilor ecuației iar, l, m și n numărul factorilor identici ai aceleași ecuații.

Reluînd ecuația cifrică

$$12 = 2 \times 3 \times 2,$$

rezultă că ea permite obținerea unui număr de

$$N = \frac{(3!)^2}{2!} = 18$$

rețele distincte. Acestea sînt reprezentate în fig. 3.29.

Determinarea analitică a ecuațiilor structurale se face în modul următor, exemplificat pe aceeași ecuație de mai sus.

În primul rînd, se determină *numărul de grupe* de ecuații prin permutări:

$$12 = 2 \times 3 \times 2;$$

$$12 = 3 \times 2 \times 2;$$

$$12 = 2 \times 2 \times 3,$$

deci în acest caz, există 3 grupe de ecuații.

La fiecare grupă, se aplică regula indicilor. Astfel, la prima grupă, indicele 1 putîndu-se afla la oricare dintre factori, vor rezulta următoarele trei expresii:

$$12_1 = 2_1 \times 3 \times 2;$$

$$12_1 = 2 \times 3_1 \times 2;$$

$$12_1 = 2 \times 3 \times 2_1.$$

care de fapt sînt subgrupe ale primei grupe de ecuații structurale, deoarece fiecare dintre acestea permite obținerea a două ecuații distincte, funcție de factorul la care este plasat cel de al doilea indice:

$$12_1 = 2_1 \times 3_2 \times 2_6;$$

$$12_1 = 2_1 \times 3_4 \times 2_2.$$

Scanned with CamScanner

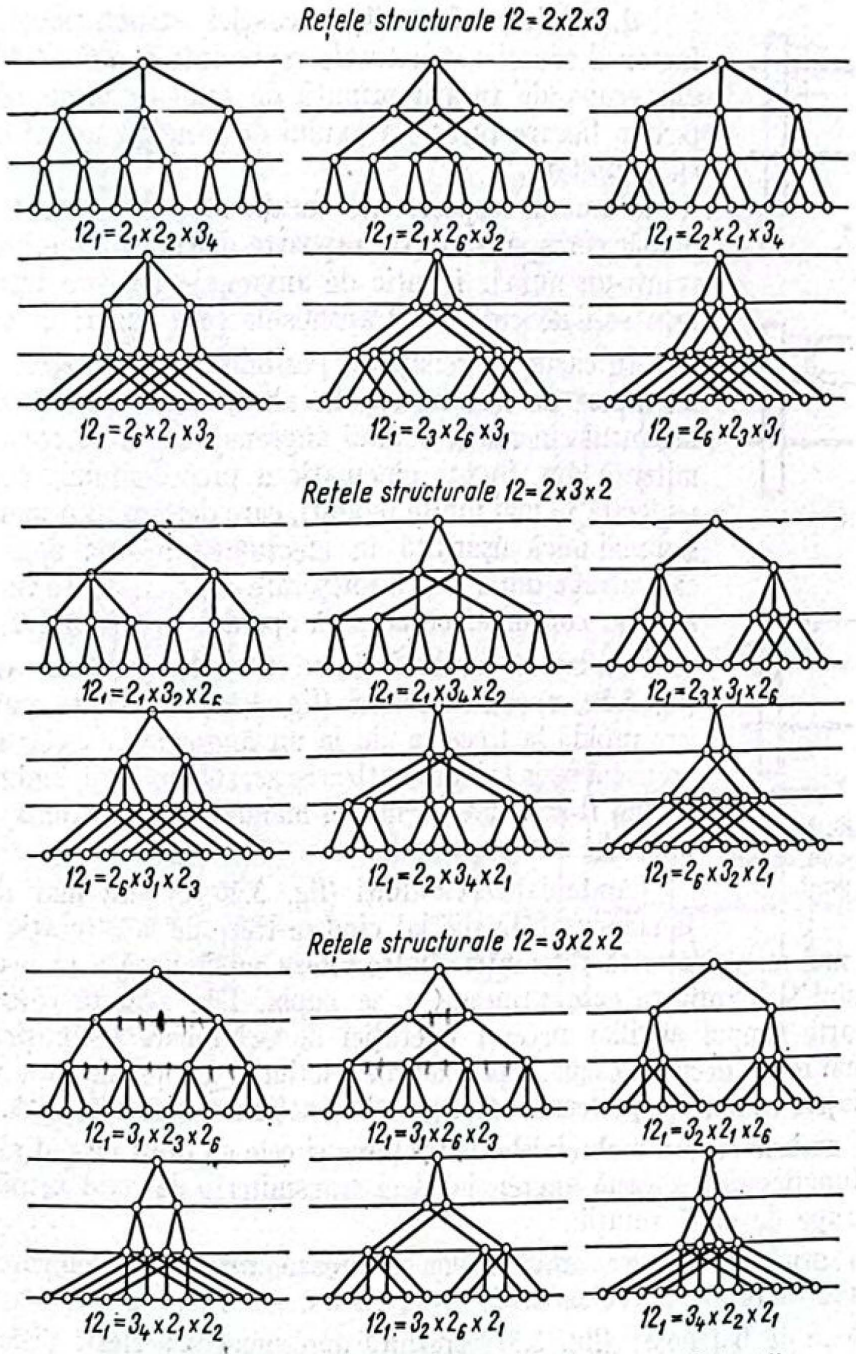


FIG. 3.29. Rețele structurale ale unei cutii de viteze cu 12 turații.

A doua subgrupă conduce la ecuațiile:

$$12_1 = 2_3 \times 3_1 \times 2_6;$$
$$12_1 = 2_6 \times 3_1 \times 2_3,$$

iar a treia subgrupă la ecuațiile:

$$12_1 = 2_2 \times 3_4 \times 2_1;$$
$$12_1 = 2_6 \times 3_2 \times 2_1.$$

Scanned with CamScanner

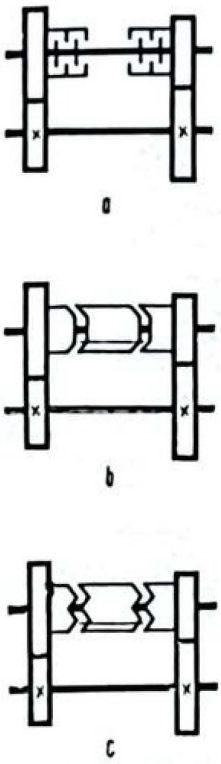


FIG. 3.30. Ambreiaje cu discuri, conuri și dinți.

d. **Mărimea factorilor ecuației structurale.** Fiecare factor al ecuației structurale reprezintă numărul de turații din grupa de turații primită de axul de rang respectiv pentru fiecare turație a axului de rang precedent mai mic cu o unitate.

Numărul respectiv de turații este determinat de un număr corespunzător de rapoarte de transmitere, realizate printr-un număr identic de angrenaje (sau de transmisii prin roți de curea la transmisiile prin conuri în trepte).

În cazul angrenajelor, posibilitatea de trecere de la un raport de transmitere la altul, adică de introducere în lanțul cinematic a unui angrenaj cu scoaterea concomitentă din fluxul cinematic a precedentului, poate fi realizată în mai multe moduri, care determină o mai mare sau mai mică ușurință în efectuarea acestei operații, și care atrage după sine o micșorare sau o creștere a timpului auxiliar consumat cu această operație neproductivă.

Utilizarea ambreiajelor cu fricțiune cu discuri (fig. 3.30, *a*) sau cu conuri (fig 3,30, *b*) permite o ambreiere rapidă la trecerea de la un angrenaj la celălalt și se pretează ușor la automatizarea acestei operații, ambreiajul putînd fi acționat nu numai manual, ci și electromagnetic, hidraulic sau pneumatic.

Ambreiajele cu dinți (fig. 3.30, *c*) sînt mai dificile la manevrat, în special cînd se trece de la o turație mică la una mai mare, datorită diferenței dintre viteza unghiulară a manșonului cuplajului și a roții cu care urmează a se cupla. Din această cauză, pe de o parte timpul auxiliar necesar operației de schimbare a turației este mult mai mare decît în cazul cuplajelor de fricțiune, iar pe de altă parte, ambreiajele cu dinți se pretează foarte greu la o acționare automatizată.

În ambele cazuri, ambreiajele de fricțiune și cele cu dinți nu pot asigura decît funcționarea a două angrenaje, deci transmiterea la axul următor a unei grupe de două turații.

Ca urmare, folosirea ambreiajelor limitează mărimea factorilor din ecuația structurală la valoarea 2.

Blocurile baladoare (fig. 3.31) prezintă aproximativ aceleași dificultăți la realizarea cuplării ca și ambreiajele cu dinți, însă sînt mai simple din punct de vedere constructiv și tehnologic. În plus, ele prezintă avantajul de a putea realiza un număr de rapoarte de transmitere mai mare, de exemplu 3 (fig. 3.31, *b*), și în cazuri excepționale chiar 4 (fig. 3.31, *c*).

Funcție de numărul de angrenaje dintr-un ansamblu cu bloc balador, lungimea B necesară din punct de vedere constructiv și funcțional, crește foarte repede, ceea ce influențează negativ dimensiunile cutiei de viteze și deci ale mașinii-unelte.

Scanned with CamScanner

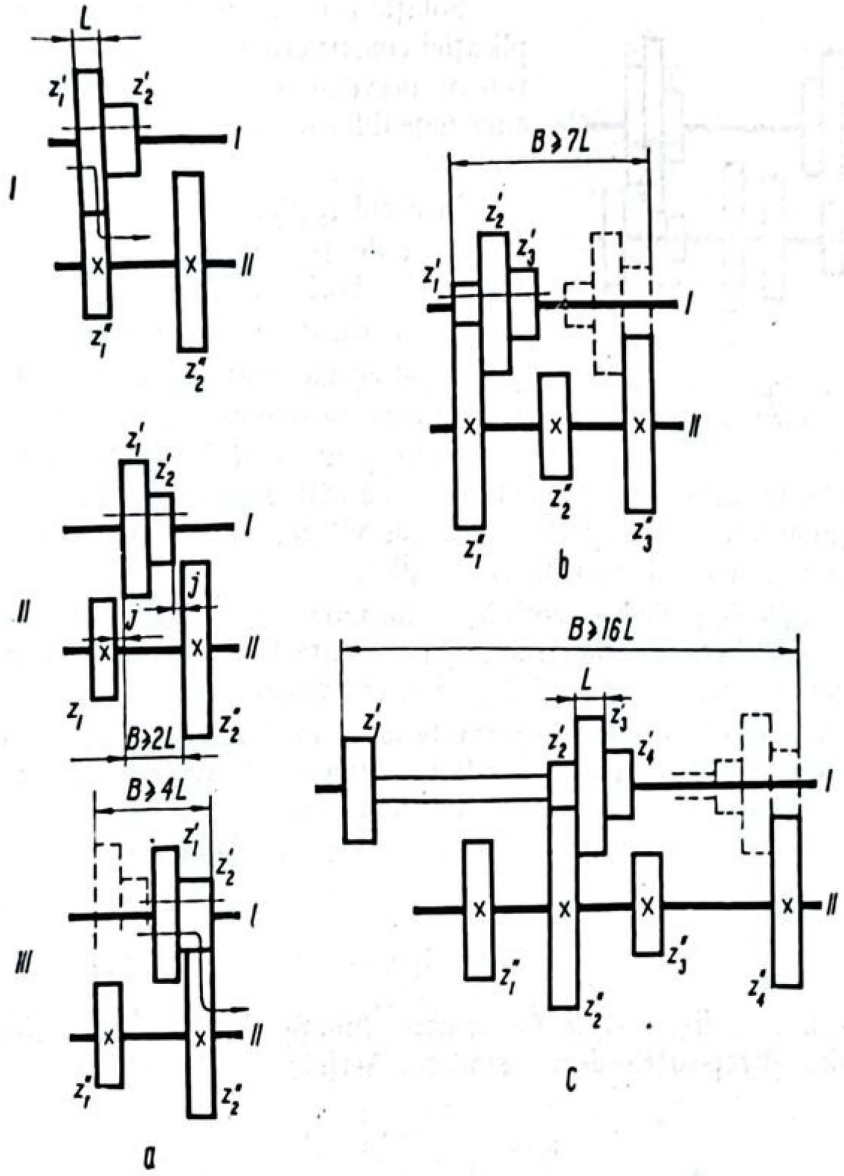


FIG. 3.31. Blocuri baladoare cu două și cu trei roți.

Astfel, dacă pentru un ansamblu cu bloc balador de două roți (fig. 3.31, *a*) lungimea B este mai mare sau cel puțin egală cu 4 L, (din cauza jocurilor j, după cum se arată în poziția *II* a aceleiași figuri) în care L reprezintă lățimea roții, pentru ansamblul cu bloc balador de 3 roți (v. fig. 3.31, *b*) $B \geqslant 7\ L$, iar pentru cel cu 4 roți (v. fig. 3.31, *c*) $B \geqslant 16\ L$. Din această cauză blocurile baladoare cu mai mult de 3 roți se utilizează foarte rar în construcția de mașini-unelte.

Deci, utilizarea blocurilor baladoare se traduce în ecuația structurală prin folosirea factorilor 2 și 3 (și în cazuri excepționale și 4).

O soluție, care poate mări numărul de turații ce se pot transmite de la un ax la altul, constă în folosirea mai multor grupe de angrenaje cu cuplaje distincte pe același ax sau a mai multor baladori (fig. 3.32).

Scanned with CamScanner

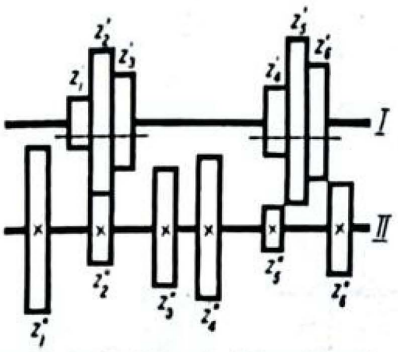


FIG. 3.32. Grup de blocuri baladoare triple.

Soluția este rar utilizată din cauza complicației constructive a mecanismelor necesare pentru prevenirea cuplării simultane a două angrenaje diferite, care ar duce la distrugerea acestora.

În cazul roților de schimb, trecerea de la un raport de transmitere la altul necesită o manoperă laborioasă în comparație cu aceeași operație realizată prin cuplaje sau baladori. Însă, cum aceste roți se folosesc în cazurile în care această operație se face rar (la mașinile-unelte pentru fabricație de serie mare sau de masă), utilizarea lor este justificată, cu atît mai mult, cu cît ele conduc la o simplificare substanțială a cutiei de viteze, prin eliminarea unor axe, lagăre și mecanisme de manevrare a roților.

Cu roțile de schimb se pot obține un număr mare de rapoarte de transmitere, astfel că în ecuația structurală prezența lor este marcată prin apariția factorilor mai mari decît 3, pînă la 8 și chiar mai mult.

e. **Mărimea indicilor și importanța acesteia.** Mărimea indicilor factorilor din ecuația structurală rezultă conform regulei de formare a lor și reprezintă exponentul rației seriei de turații a ultimului ax.

Ecuația structurală permite trasarea rețelei structurale.

Fie ecuația

$$12_1 = 3_1 \times 2_3 \times 2_6$$

reprezentată în fig. 3.33, *a*. Ca urmare, funcție de mărimea rației, se pot determina și rapoartele de transmitere. Astfel,

$$i_2' = \frac{1}{\varphi^{1,5}}; \quad i_2'' = \varphi^{1,5}$$

$$i_3' = \frac{1}{\varphi^3}; \quad i_3'' = \varphi^3$$

$$i_4' = \frac{1}{\varphi}; \quad i_4'' = \varphi$$

Întrucît acestea sînt rapoartele extreme, i_k' în demultiplicare și i_k'' în multiplicare (în care $k = 2,3$ sau 4), ele trebuie să îndeplinească condițiile:

$$i_k' \geqslant \frac{1}{4}; \quad i_k'' \leqslant \frac{2}{1},$$

ceea ce ușor se poate verifica, apelînd direct la ecuația structurală.

Scanned with CamScanner

Rapoartele de transmitere cele mai mari vor fi date de grupa de turații cu indicele cel mai mare. În cazul ecuației în studiu, acest indice este 6. Rapoartele de transmitere minim și maxim vor fi deci:

$$i_{min} = i_3' = \frac{1}{\varphi^3} \geqslant \frac{1}{4};$$

$$i_{max} = i_3'' = \varphi^3 \leqslant \frac{2}{1}.$$

Dacă pentru rația φ aleasă, i_3' și i_3'' sînt la limitele admisibile, atunci mai mult ca sigur că utilizarea unei astfel de rețele la proiectarea unei cutii de viteze va duce la o diagramă a turațiilor (fig. 3.33, *b*), în care raportul de transmitere i_3' va fi cu mult sub mărimea admisibilă, datorită deplasării punctului n_0 spre dreapta.

Pentru cazul din figură, i_3 se micșorează de la $1/\varphi^3$ la $1/\varphi^4$, mărime neadmisibilă dacă $1/\varphi^3 < 1/4$. În același timp, se poate remarca faptul că i_3 se micșorează de la φ^3 la φ^2, ceea ce este avantajos dacă $\varphi^3 \leqslant 2/1$.

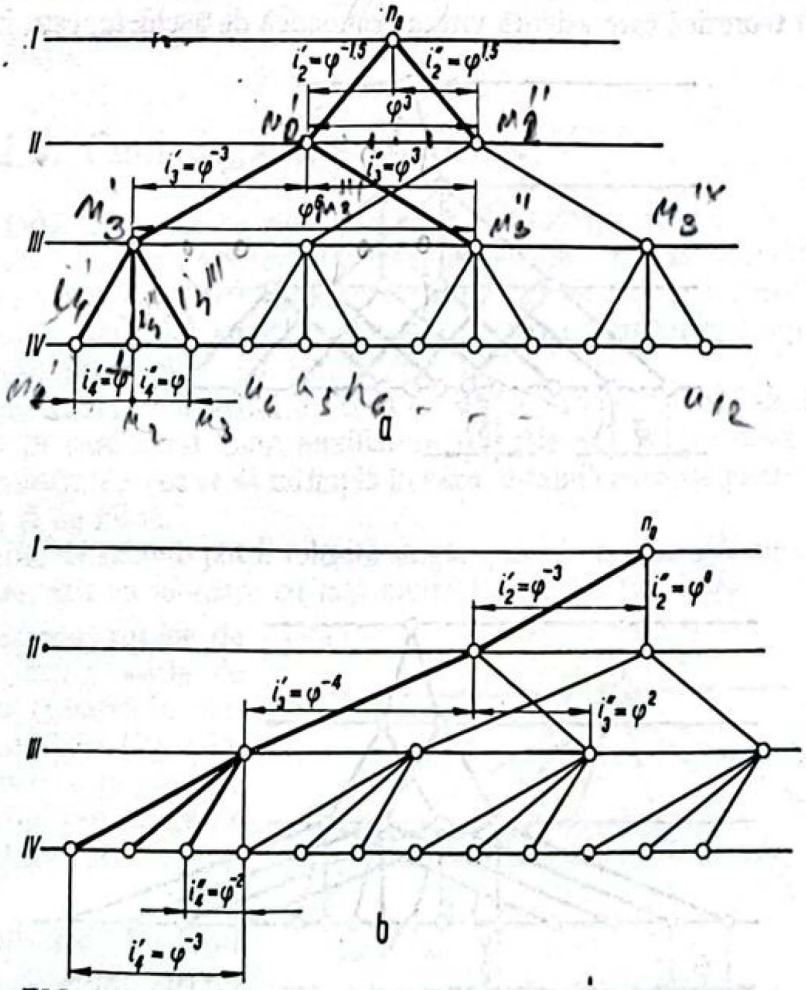


FIG. 3.33. Influența mărimii indicilor ecuației structurale asupra diagramei de turații.

După cum se vede, indicii factorilor ecuației structurale pot da indicații asupra posibilității de utilizare a rețelei, prin studierea mărimii celui mai mare dintre indici.

Analizînd toate ecuațiile rețelelor structurale din fig. 3.29, se poate considera, în baza exemplului de mai sus, că toate rețelele, ale căror ecuații conțin indicele 6, nu pot fi utilizate la proiectarea unei cutii de viteze. Cum acestea sînt în număr de 12, rămîn utilizabile numai 6 rețele din cele 18 posibile.

f. **Rețele anormale.** Dacă legea de formare a indicilor nu este respectată, se obțin *rețele anormale*, adică la care turațiile ultimului ax nu sînt în serie geometrică, unele dintre turații fiind suprapuse. Dintre acestea, unele prezintă totuși interes pentru construcția de mașini-unelte și anume rețelele cu *turații în serie geometrică dublă* și rețelele cu *turații suprapuse.*

Rețelele cu turații în serie geometrică dublă asigură la axul principal, în gama de turații, la mijlocul acesteia, o porțiune în care rația turațiilor este jumătate din rația turațiilor de la capete (fig. 3.34).

O astfel de ordonare, care permite alegerea turației celei mai apropiate de turația teoretică care asigură viteza economică de așchiere, este justificată

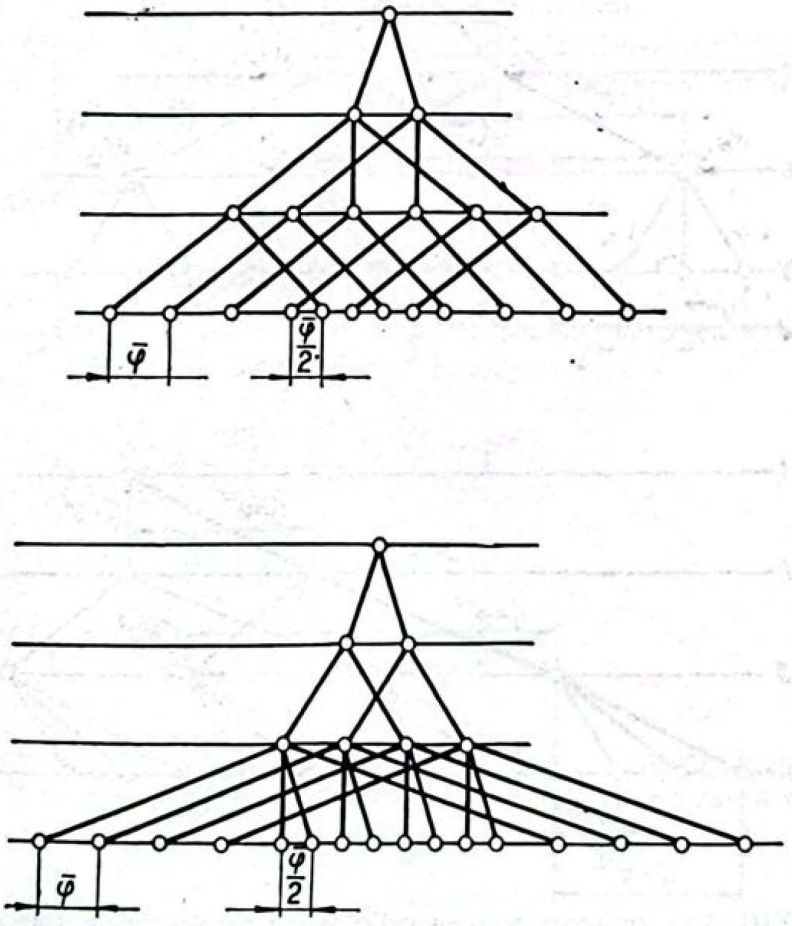


FIG. 3.34. Rețele anormale cu turații în serie geometrică dublă.

Scanned with CamScanner

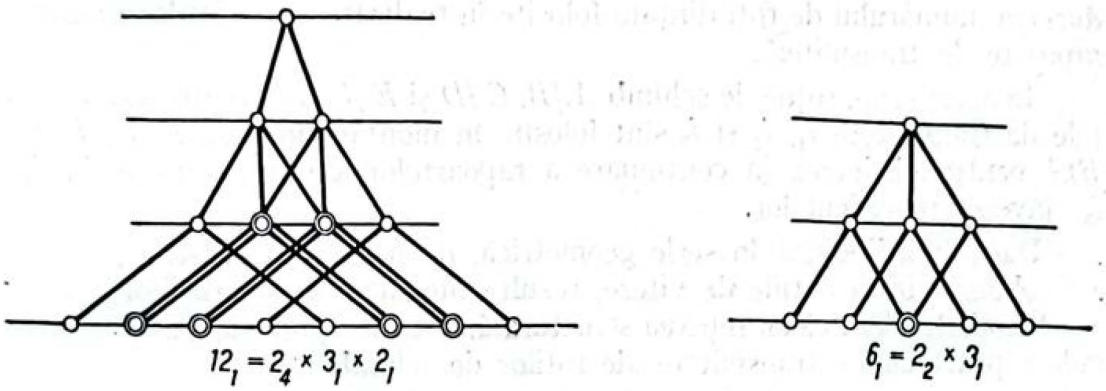


FIG. 3.35. Rețele anormale cu turații suprapuse.

în sensul că în majoritatea cazurilor o mașină-unealtă utilizează mai mult turațiile din mijlocul gamei decît cele de la extremități.

Rețelele cu turații suprapuse (fig. 3.35) au de asemeni o utilizare restrînsă.

După cum se va arăta în continuare, astfel de rețele anormale pot fi ușor realizate în cazul cutiilor de viteze cu roți de schimb ca și a celor cu intermediară.

3.2.4. Cutii de viteze combinate

a. **Cutii de viteze cu roți de schimb.** Utilizarea roților de schimb în construcția cutiilor de viteze ale mașinilor-unelte duce la simplificarea constructivă a acestora prin reducerea numărului de axe și lagăre, în paralel cu creșterea timpului auxiliar necesar schimbării turațiilor, timp consumat cu demontarea și montarea roților de schimb.

Construcția unor astfel de cutii de viteze este justificată deci numai în cazurile în care acest timp auxiliar se repartizează pe un mare număr de piese prelucrate, ceea ce se întîmplă în cazul mașinilor-unelte pentru fabricația de serie și de masă.

Roțile de schimb pot fi folosite singure, sau în combinație cu cutii simple de viteze, sau cu motoare cu mai multe turații (v. fig. 3.18).

Prezența roților de schimb într-o cutie de viteze se remarcă în diagrama turațiilor (fig. 3.36) prin simetria razelor reprezentînd rapoartele de transmitere ale acestor roți.

Utilizarea lor este justificată prin efectul economic, obținut din re-

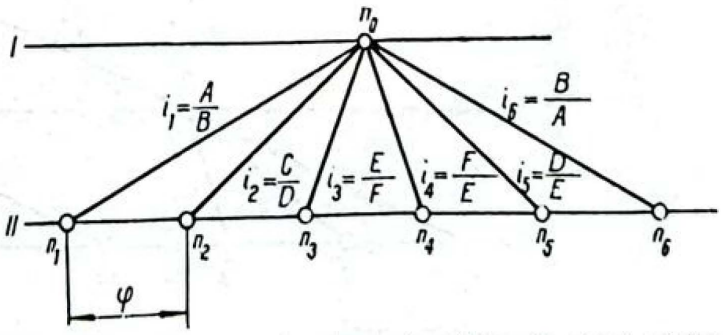


FIG. 3.36. Diagrama și rețeaua turațiilor în cazul roților de schimb.

Scanned with CamScanner

ducerea numărului de roți dințate folosite în realizarea numărului maxim de rapoarte de transmitere.

În acest scop, roțile de schimb A/B, C/D și E/F care realizează rapoartele de transmitere i_1, i_2 și i_3 sînt folosite în montare inversă F/E, D/C și B/A pentru obținerea în continuare a rapoartelor de transmitere i_4, i_5 și i_6, inverse precedentelor.

Dacă turațiile sînt în serie geometrică, cu o rație φ oarecare, ceea ce este obligatoriu la cutiile de viteze, rezultă din diagrama turațiilor, care în acest caz este identică cu rețeaua structurală, datorită simetriei razelor mărimile rapoartelor de transmitere ale roților de schimb

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^{2,5}} = \frac{A}{B};$$

$$i_2 = \frac{1}{\varphi^{1,5}} = \frac{C}{D};$$

$$i_3 = \frac{1}{\varphi^{0,5}} = \frac{E}{F},$$

restul rapoartelor de transmitere i_4, i_5 și i_6 fiind realizate prin montarea inversă a rațiilor precedente.

Realizarea aceleiași game de turații, cu ajutorul unei cutii de viteze avînd o diagramă de turație ca în fig. 3.37, necesită 10 roți dințate pentru obținerea celor cinci rapoarte de transmitere, în timp ce în cazul roților de schimb sînt suficiente numai 6 roți dințate. Cutia de viteze ar mai necesita încă un ax în plus, două lagăre, precum și două mecanisme pentru schimbarea turațiilor.

Mărimile rapoartelor de transmitere extreme i_{min} și i_{max} ale roților de schimb sînt supuse acelorași restricții ca și angrenajele din cutiile de viteze ($i_{min} \geqslant 1/4$; $i_{max} \leqslant 2/1$). Raportul de reglare a gamei de turații R_n, obținut cu acestea, nu poate depăși valoarea 8, ceea ce în unele cazuri nu satisface cerințele unui lanț cinematic principal.

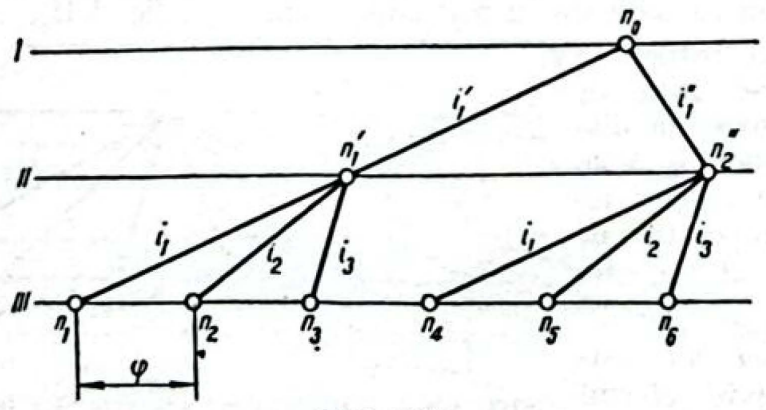


FIG. 3.37.

Scanned with CamScanner

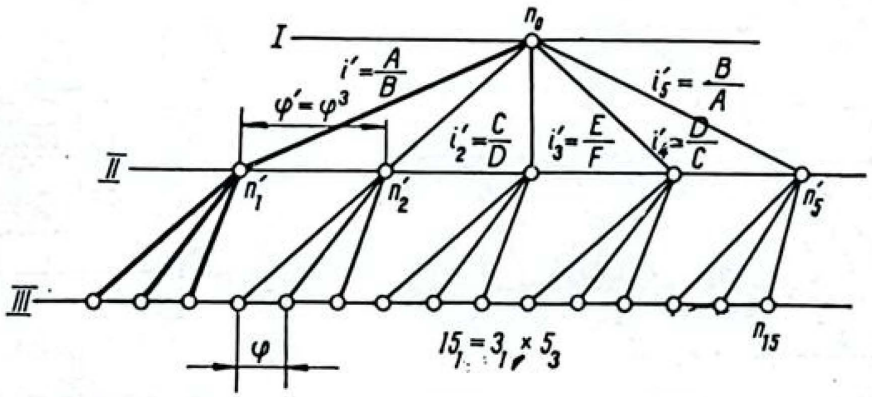


FIG. 3.38. Diagrama structurală a turațiilor unei cutii de viteze cu roți de schimb.

Pe de altă parte, în multe cazuri, procesul tehnologic impune necesitatea de a trece cu ușurință de la o turație la alta, într-un cîmp restrîns al gamei de turații, operație greu de realizat prin schimbarea roților.

În aceste cazuri, se folosește combinarea roților de schimb cu o cutie de viteze simplă avînd 2—6 turații.

În fig. 3.38 este prezentat un astfel de caz în care cutia de viteze constă dintr-un balador triplu cu rapoartele de transmitere i_1, i_2 și i_3 și cu roțile de schimb $A - F$ care realizează 5 rapoarte de transmitere.

Ecuația structurală a acestei diagrame de turații este

$$15_1 = 3_1 \times 5_3$$

și se remarcă prin prezența factorului 5, nerealizabil la cutiile de viteze cu baladori sau cuplaje, ca și prin numărul de 15 turații ale gamei, care nu poate fi obținut decît prin rețele anormale cu turații suprapuse.

Roțile de schimb permit realizarea rețelelor cu turații suprapuse ca și a turațiilor în serie geometrică dublă.

În fig. 3.39 este prezentată o diagramă cu turații suprapuse, rezultată din diagrama precedentă. Ea realizează 11 turații în loc de 15, ecuația structurală a sa fiind

$$11_1 = 3_1 \times 5_2,$$

în care nu este respectată regula de formare a indicilor (factorul 5 are indicele 2 în loc de 3).

Aceeași construcție poate asigura obținerea turațiilor în serie geometrică dublă (fig.3.40) numai prin modificarea rapoartelor de transmitere ale roților de schimb.

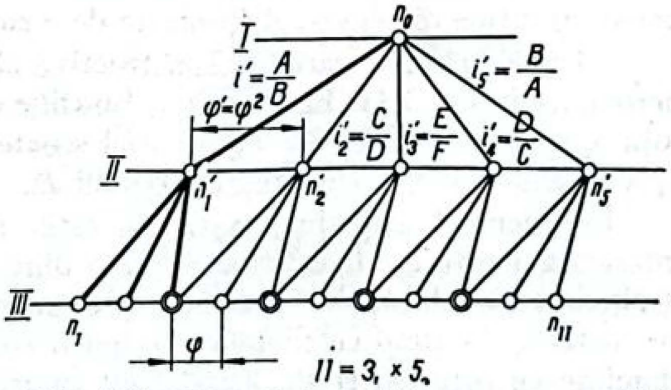


FIG. 3.39. Diagramă cu turații suprapuse, rezultată din diagrama precedentă

Scanned with CamScanner

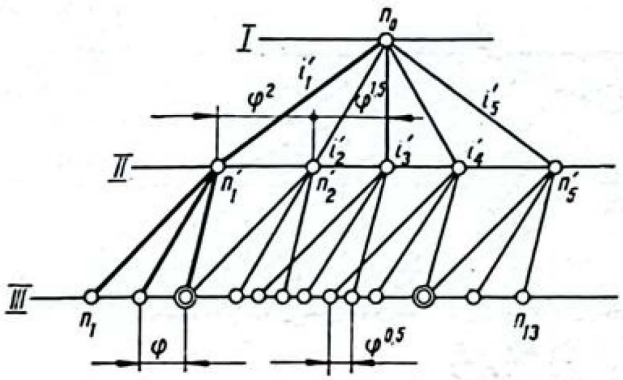


FIG. 3.40. Diagramă cu turații în serie geometrică dublă.

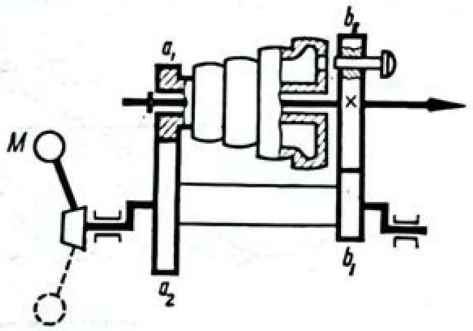


FIG. 3.41. Schema unei intermediare de tip vechi.

c. **Cutii de viteze cu intermediară.** Intermediara a fost folosită la primele mașini-unelte, mai moderne, la timpul lor, în scopul măririi raportului de reglare a turațiilor obținute prin transmisia cu conuri în trepte. Ea constă (fig. 3.41) dintr-un con în trepte, liber, pe axul principal, care prin roțile dințate a_1, a_2 și b_1 antrenează roata b_2 solidară cu acest ax.

Cele q turații, pe care le poate avea conul în trepte prin mutarea curelei succesiv pe toate treptele conului cu diametre $D_1 - D_q$, se transmit demultiplicate axului principal, datorită celor două angrenaje a_1/a_2 și b_1/b_2 ale intermediarei.

Scoțînd intermediara din angrenare, operație care se face acționînd maneta M solidară cu arborele excentric pe care se află blocul de roți a_2, b_1, și introducînd cuiul C într-un locaș special al conului în trepte, pentru solidarizarea roții b_2, și deci și a conului cu axul principal, se obține la acesta toate cele q turații, nedemultiplicate, pe care le poate avea conul în trepte.

Denumind această grupă de „q" turații *directă*, aceea primită prin intermediară, q', va fi *indirectă*.

Principiul intermediarei este utilizat și în construcția modernă de mașini-unelte, turațiile directe fiind furnizate de o *cutie de viteze* (fig. 3.42).

Schemele cîtorva variante constructive ale intermediarelor actuale sînt prezentate în fig. 3.43. În schema *a*, turațiile directe se obțin prin deplasarea roții a_1 spre stînga, realizîndu-se astfel scoaterea ei din angrenarea cu roata a_2 a intermediarei și cuplarea cuplajului K.

În schema *b*, cuplajul constă din roțile identice z' și z'' și din dantura interioară a roții a_1. În schema *c*, roata dințată a'_1 este identică cu a_1. Prin deplasarea blocului intermediar a_2b_1 spre dreapta, roata b_1 iese din angrenarea cu roata b_2, în timp ce roata a_2, avînd o coroană dințată lată, angrenează simultan cu roțile a_1 și a'_1, astfel încît turațiile cutiei de viteze se transmit direct axului principal.

Scanned with CamScanner

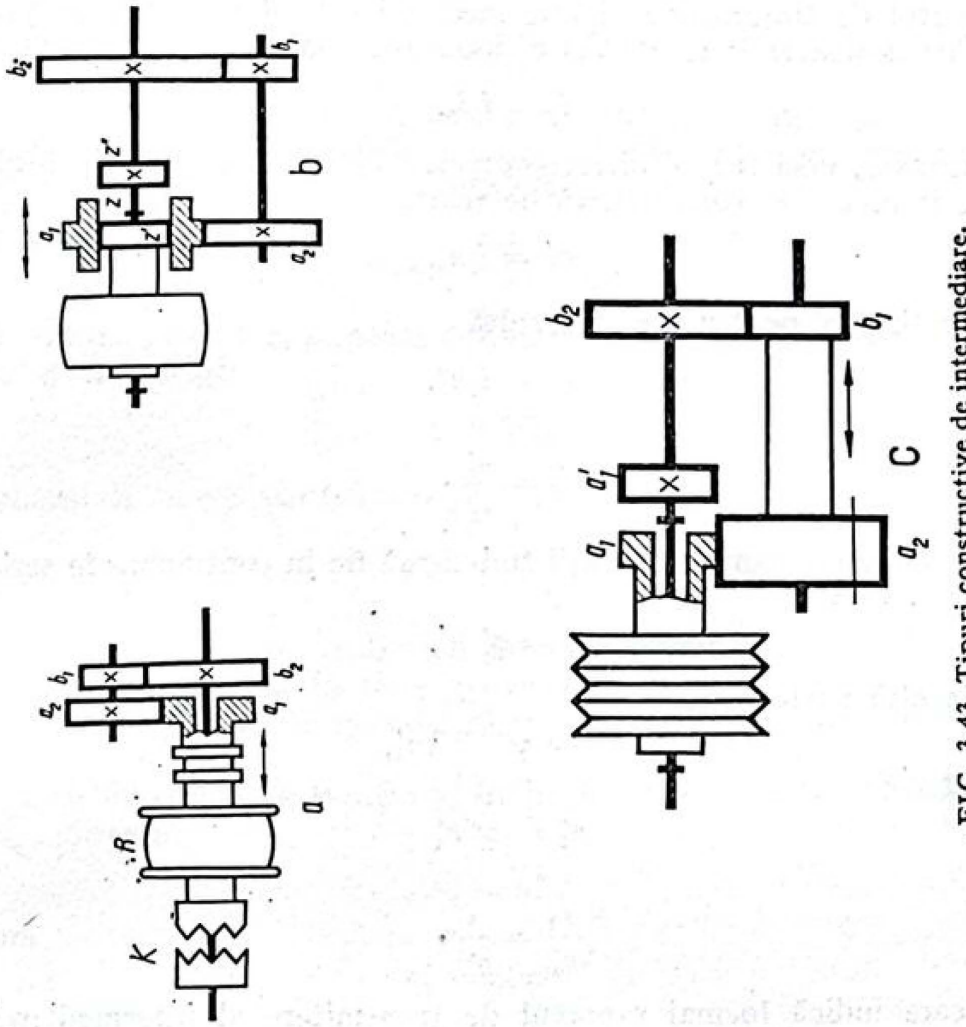


FIG. 3.43. Tipuri constructive de intermediare.

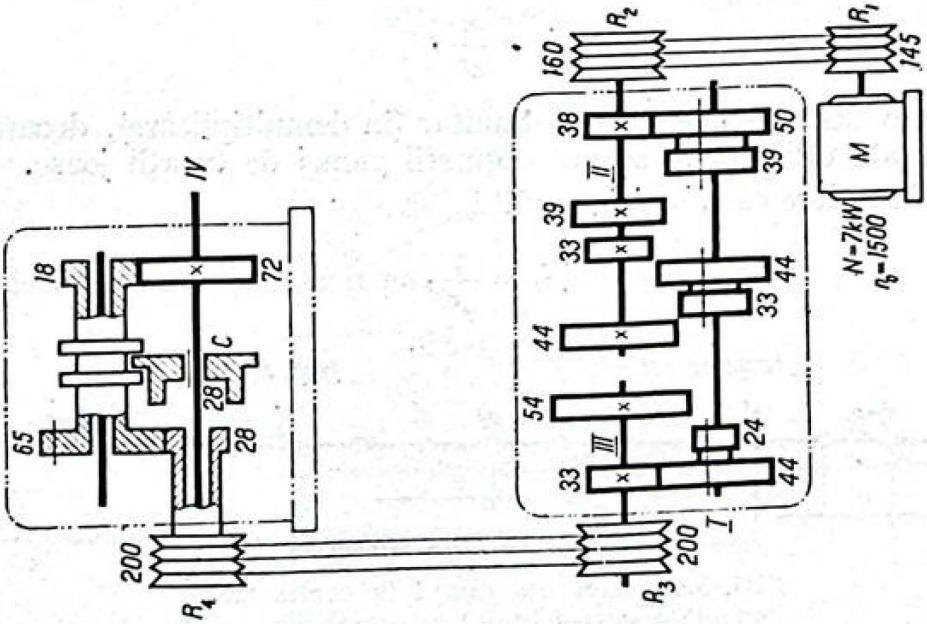


FIG. 3.42. Intermediară și cutia de viteze a unui strung modern.

Scanned with CamScanner

Raportul de transmitere al intermediarei este determinat de produsul rapoartelor de transmitere ale celor două angrenaje

$$i_I = i_a i_b.$$

Ca urmare, unei turații directe oarecare n_k'' îi va corespunde totdeauna o turație indirectă n_k' condiționată de relația

$$n_k' = i_I n_k''.$$

În particular, pentru $k = 1$ rezultă

$$n_1' = i_I n_1'',$$

de unde

$$i_I = \frac{n_1'}{n_1''}.$$

Dacă cele două game de turații trebuie să fie în continuare în serie geometrică (fig. 3.44),

$$n_1'' = \varphi' \, n_q'.$$

Pe de altă parte însă,

$$n_q' = \varphi^{q'-1} \, 1 n_1',$$

astfel încît

$$n_1'' = \varphi^{q'} n_1'$$

sau

$$\frac{n_1'}{n_1''} = \frac{1}{\varphi^{q'}},$$

expresie care indică tocmai raportul de transmitere al intermediarei deci

$$i_I = \frac{1}{\varphi^{q'}},$$

raport care evident trebuie să fie subunitar (în demultiplicare), deoarece intermediara este utilizată în scopul obținerii gamei de turații joase.

Avînd în vedere că $i_I = i_a i_b$, rezultă

$$i_a i_b = \frac{1}{\varphi^{q'}},$$

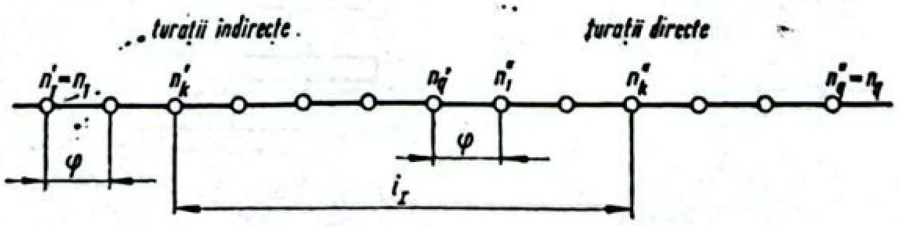


FIG. 3.44. Game de turații în continuare.

Scanned with CamScanner

ceea ce permite alegerea convenabilă a mărimilor acestor rapoarte de transmitere.

Dacă se ține seama că ambele rapoarte de transmitere sînt subunitare și că mărimea minimă admisibilă este $i_{min} = 1/4$, rezultă că raportul maxim de demultiplicare al unei intermediare este

$$i_{I\,max} = \frac{1}{16} = \frac{1}{\varphi^{q'}}.$$

Din ultima egalitate, se poate determina mărimea rației cînd se cunoaște numărul q' de turații

$$\varphi = \sqrt[q']{16}$$

sau numărul de turații pentru o rație dată

$$q' = \log \frac{16}{\varphi}.$$

Intermediara permite realizarea gamelor de turații anormale, cu turați suprapuse sau cu turații în serie geometrică dublă.

Să considerăm că este necesar să se suprapună un număr de m turații (fig. 3.45).

Aceasta înseamnă că turația n'_q indirectă trebuie să fie identică cu turația n''_m directă

$$n'_q = n''_m.$$

Cum

$$n'_q = n'_1 \varphi^{q'-1}$$

și

$$n''_m = n''_1 \varphi^{m-1},$$

rezultă

$$n'_1 \varphi^{q'-1} = n''_1 \varphi^{m-1}$$

sau încă

$$\frac{n'_1}{n''_1} = \frac{\varphi^{m-1}}{\varphi^{q'-1}}.$$

Pe de altă parte s-a văzut că

$$\frac{n'_1}{n''_1} = i_I,$$

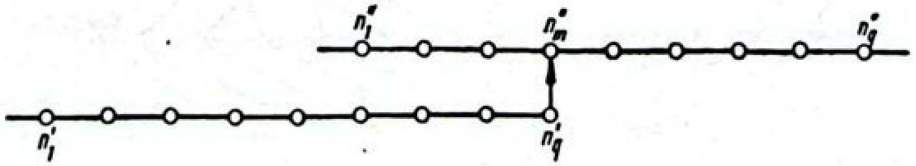


FIG. 3.45. Game de turații parțial suprapuse.

Scanned with CamScanner

astfel încît raportul de transmitere al intermediarei, pentru obținerea a m turații suprapuse, va fi

$$i_I = \frac{1}{\varphi^{q'-m}}.$$

Pentru obținerea turațiilor în serie geometrică dublă, turația n'_q trebuie să cadă între două turații ale gamei directe, astfel că exponentul m va fi de forma $n = m \pm 0{,}5$, expresia generală a raportului de transmitere al intermediarei devenind

$$i_I = \frac{1}{\varphi^{q'-n}}.$$

Funcție de mărimea exponentului n, se obțin toate cazurile posibile. Astfel, pentru n egal cu zero, gama de turații va fi în serie geometrică normală. Pentru n întreg, gama de turații posedă n turații duble, iar pentru $n = m \pm 0{,}5$, în care m este întreg, ea este în serie geometrică dublă, avînd m turații cu rația $\varphi^{0{,}5}$.

Diagrama turațiilor unei cutii de viteze cu intermediară are un aspect caracteristic (fig. 3.46), datorită intervenției rapoartelor de transmitere ale angrenajelor intermediarei.

Ecuația structurală a unei diagrame de turații cu intermediară constă din ecuația structurală a cutiei de viteze multiplicată prin factorul 2, deoarece de la axul intermediarei se pot transmite două turații axului principal (n'_k și n''_k în general) turații a cărei rație este egală cu raportul de transmitere i_I al intermediarei. Indicele factorului 2 trebuie să fie identic cu exponentul rației care determină mărimea lui i_I. În general, ecuația se va scrie sub forma

$$q_1 = 2_{(q'-a)} \cdot s_1 \cdot r_6 \ldots$$

În cazul particular al fig. 3.46, cu turațiile în serie geometrică normală $n = 0$ și $q' = 6$, se obține

$$12_1 = 2_6 \times 3_2 \times 2_1.$$

Ecuația structurală este identică cu oricare ecuație normală, însă ea are obligatoriu factorul 2 ca prim termen.

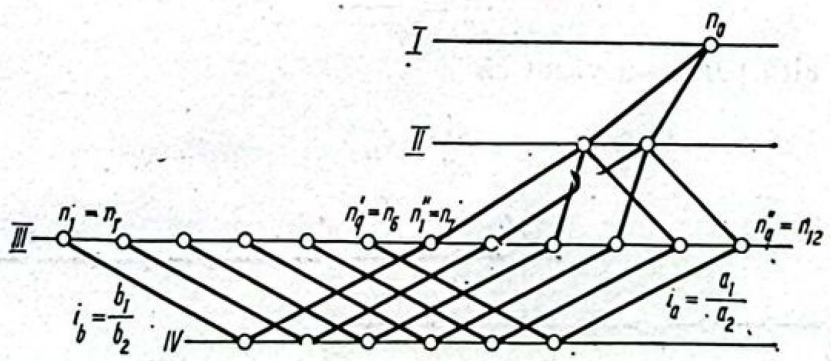


FIG. 3.46. Diagrama turațiilor unei cutii de viteze cu intermediară.

Scanned with CamScanner

c. **Cutii de viteze cu motoare avînd mai multe turații.** În unele cazuri, turațiile motoarelor electrice asincrone cu mai multe turații sînt în serie geometrică cu rația $\varphi_E = 2$, denumită și *rație electrică*.

Astfel, turațiile de sincronism ale motoarelor cu două turații 3 000 și 1 500; 1 500 și 750 ca și a celor cu trei turații 3 000, 1 500 și 750 sînt în serie geometrică cu rația 2.

Turațiile în sarcină ale acestora se consideră a fi 2 800, 1 400 respectiv 710, valori care corespund numerelor normale, în cazul seriilor R20, R20/2, R20/3 și R20 /6.

Rația electrică $\varphi_E = 2$ corespunde unor puteri întregi ale rațiilor seriilor citate după cum urmează

$$\varphi_{20}^{6} = 1{,}12^6 = 2;$$
$$\varphi_{20/2}^{3} = 1{,}25^3 = 2;$$
$$\varphi_{20/3}^{2} = 1{,}4^2 = 2;$$
$$\varphi_{20/6} = 2.$$

Ca urmare, turațiile motoarelor asincrone, cu rația electrică 2, pot fi considerate în cadrul unei diagrame sau rețele de turații ca fiind primite sub forma unui grup de n_E turații de la un ax precedent (fig. 3.47).

Posibilitatea de utilizare a motoarelor asincrone cu mai multe turații este condiționată, după cum rezultă din reprezentarea din figură, de existența pe axul *II* al rețelei, a unei serii de turații n_{E_1}, n_{E_2}, ... avînd rația egală cu rația electrică φ_E.

Reluînd ecuația structurală

$$q_{\varphi_s} = s_{\varphi_s} \cdot r_{\varphi_r} \cdot p_{\varphi_p} \ldots c_{\varphi_c} \cdot b_{\varphi_b} \cdot a_{\varphi_a},$$

rezultă că grupa de turații b de pe axul *II* trebuie să fie identică, ca număr, cu numărul turațiilor motorului electric asincron, iar rația φ_b să fie identică cu rația electrică φ_E.

Întrucît $\varphi_b = (srp \ldots c)\ \varphi_s$, în care φ_s, este rația turațiilor axului principal, notînd parantеza prin Π și φ_b prin φ_E

$$\varphi_B = \Pi\varphi_s$$

sau

$$\varphi_E = \varphi_s^{\Pi},$$

rezultă că rațiile $\varphi = \varphi_s$ ale seriei de turații a axului principal nu pot fi oarecare, ci numai cele care îndeplinesc condiția

$$\varphi = \sqrt[\Pi]{\varphi_E}$$

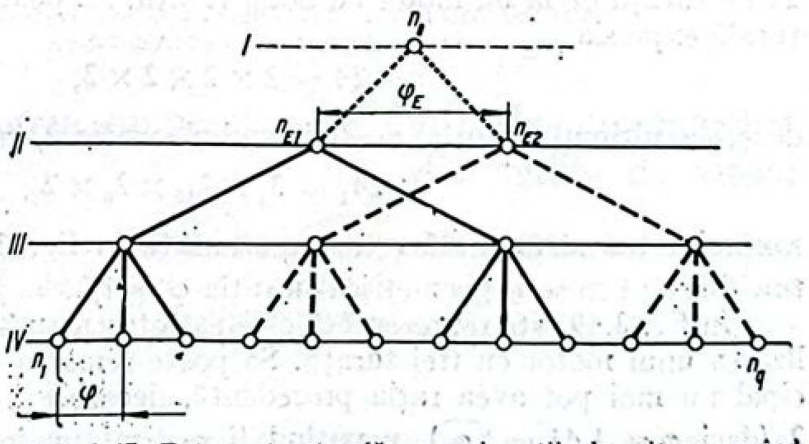


FIG. 3.47. Rețea structurală a unei cutii de viteze, avînd motor cu două turații.

Scanned with CamScanner

sau încă

$$\varphi = \sqrt[\Pi]{2},$$

avînd în vedere că $\varphi_E = 2$.

Ca urmare, în ecuația structurală simplificată, prin renunțarea la termenul 1, ultimul său termen

$$q_1 = \ldots b_\Pi$$

trebuie să reprezinte numărul n_E de turații al motorului electric, deci în majoritatea cazurilor acesta va fi 2 sau 3, iar indicele său să aibă una din mărimile următoare

$\Pi = 1$	pentru	$\varphi = \varphi_E = 2 = \varphi_{20/6}$;
$\Pi = 2$	pentru	$\varphi = \sqrt{2} = 1{,}41 = \varphi_{20/3}$;
$\Pi = 3$	pentru	$\varphi = \sqrt[3]{2} = 1{,}25 = \varphi_{20/2}$;
$\Pi = 4$	pentru	$\varphi = \sqrt[4]{2} = 1{,}18$;
$\Pi = 6$	pentru	$\varphi = \sqrt[6]{2} = 1{,}12 = \varphi_{20}$;
$\Pi = 12$	pentru	$\varphi = \sqrt[12]{2} = 1{,}06 = \varphi_{40}$.

Mărimea indicelui Π trebuie să rezulte după regula de formare a indicilor. Astfel, pentru $\Pi = 1$, acesta trebuie pus direct ultimului factor. Pentru $\Pi = 2$, este necesar ca ecuația structurală să conțină factorul 2, căruia să i se afecteze indicele unu. Ea s-ar prezenta, de exemplu, sub forma

$$q_1 = \ldots 2_1 \ldots 3_2$$

dacă $n_E = 3$. În continuare, pentru $\Pi = 3$, ecuația trebuie să posede factorul 3 afectat de indicele 1.

Aceste condiționări limitează în oarecare măsură posibilitățile de obținere la axul principal a turațiilor cu anumite rații. Astfel, o rețea, asigurînd 24 de turații de la un motor cu două turații, nu poate avea ca ecuație structurală expresia

$$24 = 2 \times 2 \times 2 \times 3,$$

deoarece ultimul factor al acesteia trebuie să fie 2, ca de exemplu în ecuația

$$24_1 = 3_1 \times 2_{12} \times 2_6 \times 2_3,$$

a cărei rețea structurală este reprezentată în fig. 3.48. La axul principal, turațiile sînt în serie geometrică cu rația $\varphi = 1{,}25 = \sqrt[3]{\varphi_E}$.

În fig. 3.49 este reprezentată o rețea tot pentru 24 de turații, însă cu utilizarea unui motor cu trei turații. Se poate remarca că turațiile axului principal nu mai pot avea rația precedentă, deoarece indicele factorului 3 este 2 (deci $\varphi = 1{,}41 = \sqrt{\varphi_E}$), neputînd fi realizat un indice 3 care să permită utilizarea rației $\varphi = 1{,}25 = \sqrt[3]{\varphi_E}$.

Scanned with CamScanner

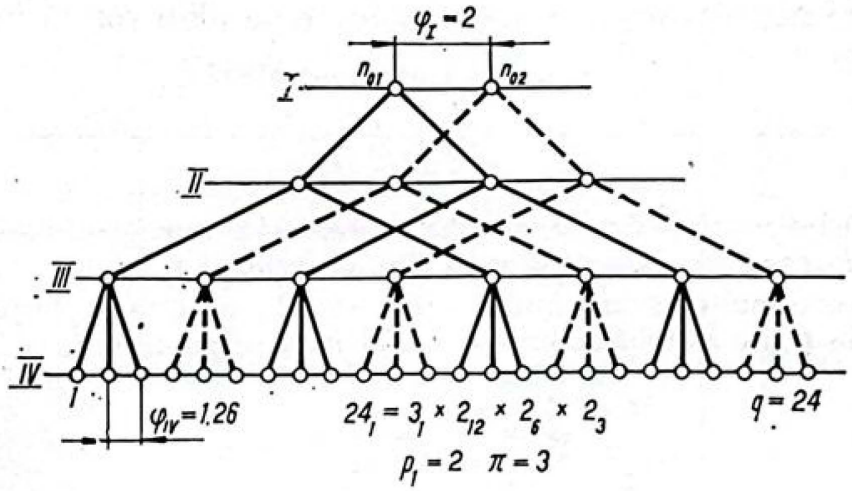


FIG. 3.48. Rețea structurală cu 24 de turații a unei cutii de viteze, avînd motor cu două turații.

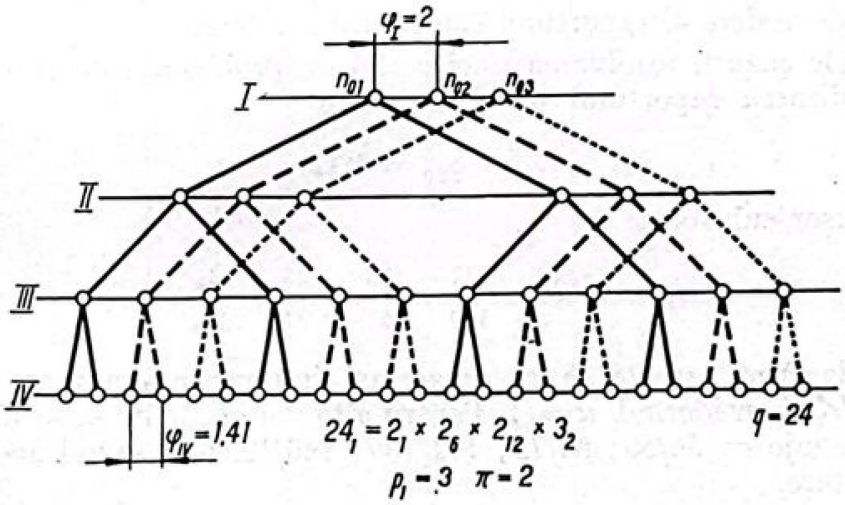


FIG. 3.49. Rețea structurală cu 24 de turații a unei cutii de viteze, avînd motor cu trei turații.

3.2.5. Determinarea numerelor de dinți ale angrenajelor din cutiile de viteze

a. **Numerele de dinți ale roților unui angrenaj pentru obținerea unui anumit raport de transmitere.** Raportul de transmitere al unui angrenaj dintr-o cutie de viteze este în genere un *număr zecimal*, cuprins între limitele

$$\frac{1}{4} \leqslant i_k \leqslant \frac{2}{1}$$

și trebuie realizat cu ajutorul a două roți dințate, avînd numerele de dinți z'_k și z''_k, *numere întregi.*

Scanned with CamScanner

Ca urmare, determinarea acestor numere de dinți constă în a rezolva egalitatea

$$\frac{z'_k}{z''_k} = i_k,$$

adică a găsi *o fracție ordinară, avînd numărătorul și numitorul numere întregi, a cărei valoare să fie egală cu aceea a fracției zecimale* i_k.

În foarte multe cazuri, fracția ordinară z'_k/z''_k nu este o *fracție primară*, adică ea se poate simplifica prin u, astfel încît se poate scrie

$$\frac{z'_k}{z''_k} = \frac{uA_k}{uB_k} = \frac{A_k}{B_k} = i_k$$

și deci, rezolvarea acestei probleme constă în determinarea fracției prime A_k/B_k egală cu i_k și apoi, prin multiplicarea cu factorul u convenabil ales, se poate obține un număr oarecare de angrenaje care corespund condiției puse, din punct de vedere al raportului său de transmitere.

În unele cazuri, rezolvarea unei astfel de probleme este relativ ușoară. Astfel, realizarea raportului de transmitere

$$i_k = \varphi_{20} = 1{,}12$$

se obține ușor sub forma

$$i_k = 1{,}12 = \frac{112}{100} = \frac{56}{50} = \frac{28}{25} = \frac{A_k}{B_k},$$

adică fracția primă este 28/25 care în același timp poate reprezenta și numărul de dinți z'_k/z''_k, considerînd $u = 1$. Pentru alte valori ale lui u, se obțin numeroase angrenaje ca 56/50; 84/75; 112/100; 140/125; ..., avînd același raport de transmitere.

În tabelul 3.5 sînt prezentate fracțiile prime, corespunzătoare puterilor rației φ_{20}, ale căror mărimi sînt cuprinse între limitele 1/4 și 2/1, admise pentru cutiile de viteze ale mașinilor-unelte.

Totuși, două cauze de origini diferite fac aproape inutilizabilă folosirea expresiilor fracțiilor prime din tabelul precedent și anume:

1. Montarea mai multor angrenaje între două axe ale cutiei de viteze implică ca distanța A dintre axele acestor angrenaje să fie aceeași

$$A_1 = A_2 = \ldots = A_k = \ldots A_q$$

sau, dacă toate angrenajele au același modul, suma numerelor de dinți, să fie aceeași

$$z'_1 + z''_1 = z'_2 + z''_2 = \ldots = z'_k + z''_k = \ldots z'_q + z'_1$$

Scanned with CamScanner

Tabelul 3.5

Fracții prime pentru $\frac{1}{4} \leqslant \varphi_{20}^{k} \leqslant \frac{1}{2}$

k	φ_{20}^{k}	$\frac{A_k}{B_k}$	k	φ_{20}^{k}	$\frac{A_k}{B_k}$
6	$\frac{2}{1}$	$\frac{2}{1}$	-4	$\frac{1}{1,60}$	$\frac{5}{8}$
5	$\frac{1,80}{1}$	$\frac{9}{5}$	-5	$\frac{1}{1,80}$	$\frac{5}{9}$
4	$\frac{1,60}{1}$	$\frac{8}{5}$	-6	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
3	$\frac{1,40}{1}$	$\frac{7}{5}$	-7	$\frac{1}{2,24}$	$\frac{25}{56}$
2	$\frac{1,25}{1}$	$\frac{5}{4}$	-8	$\frac{1}{2,50}$	$\frac{2}{5}$
1	$\frac{1,12}{1}$	$\frac{28}{25}$	-9	$\frac{1}{2,80}$	$\frac{5}{14}$
0	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{1}$	-10	$\frac{1}{3,15}$	$\frac{20}{63}$
-1	$\frac{1}{1,12}$	$\frac{25}{28}$	-11	$\frac{1}{3,55}$	$\frac{20}{71}$
-2	$\frac{1}{1,25}$	$\frac{4}{5}$	-12	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
-3	$\frac{1}{1,40}$	$\frac{5}{7}$	—	—	—

2. Gabaritul economic al unei cutii de viteze depinde de gabaritul angrenajelor pe care le conține, ceea ce înseamnă că pentru un același raport de transmitere, este de preferat angrenajul a cărui sumă a numerelor de dinți este mai mică. Astfel, referitor la exemplul studiat, angrenajul având $z'_k/z''_k = 28/25$, deci $\sum z = 53$ este, pentru același modul, de două ori mai mic decît angrenajul având $z'_k/z''_k = 56/50$ cu $\sum z = 106$.

Criteriul gabaritului economic, a condus pe baze experimentale la limitarea sumei numărului de dinți al angrenajelor din cutiile de viteze la limita

$$\sum z \leqslant 120 \text{ dinți.}$$

Scanned with CamScanner

Aceste două cauze — distanța constantă dintre axe și limita sumei numerelor de dinți — fac în multe cazuri foarte dificilă rezolvarea problemei, ducînd la folosirea unor angrenaje al căror raport de transmitere este diferit de cel teoretic, care avînd o eroare, dau naștere erorii cinematice a turațiilor (v. cap. 3.2.1.f).

Pentru determinarea fracției prime A_k/B_k, egală sau apropiată mărimii raportului de transmitere i_k, se folosesc mai multe metode, de exemplu rigla de calcul, grafice sau tabele.

O metodă de calcul este dată în vol. II.

b. **Numerele de dinți ale angrenajelor dintre două axe.** Între două axe ale unei cutii de viteze se găsesc de obicei un număr de q angrenaje, asigurînd un același număr de rapoarte de transmitere diferite.

$$i_1 = \frac{z_1'}{z_1''}$$

$$i_2 = \frac{z_2'}{z_2''}$$

$$i_k = \frac{z_k'}{z_k''}$$

$$\vdots$$

$$i_q = \frac{z_q'}{z_q''}$$

Distanța A dintre cele două axe ale cutiei de viteze fiind o constantă, va trebui să fie respectată de toate cele q angrenaje, astfel încît să existe următorul șir de egalități

$$A = \frac{m}{2}(z_1' + z_2'') = \frac{m}{2}(z_2' + z_2'') = \ldots = \frac{m}{2}(z_k' + z_k'') = \ldots = \frac{m}{2}(z_q' + z_q'')$$

sau în general

$$A = \frac{m}{2}(z_k' + z_k'') = \frac{m}{2}\Sigma z.$$

în care s-a notat

$$\Sigma z = z_k' + z_k''.$$

Această expresie precizează că *suma numerelor de dinți ale roților oricărui angrenaj, aflat între cele două axe, trebuie să fie aceeași, indiferent de raportul său de transmitere,* cu observarea suplimentară, că toate angrenajele au același modul.

Dacă între cele două axe se află angrenaje cu module diferite, atunci condiția de mai sus se aplică fiecărei grupe de angrenaje avînd același modul.

Scanned with CamScanner

Numărul de dinți al unei roți a angrenajului se poate exprima funcție de Σz și de raportul de transmitere i_k, plecînd de la expresia acestuia din urmă

$$\frac{z'_k}{z''_k} = i_k,$$

căreia i se adună la numitori, numărătorii

$$\frac{z'_k}{z'_k + z''_k} = \frac{i_k}{i_k + 1},$$

de unde

$$z'_k = (z'_k + z''_k)\frac{i_k}{i_k + 1}$$

sau încă

$$z'_k = \Sigma z \frac{i_k}{i_k + 1}.$$

Avînd în vedere că raportul de transmitere se poate exprima prin fracția primă

$$i_k = \frac{A_k}{B_k},$$

rezultă că

$$z'_k = \Sigma z \frac{A_k}{A_k + B_k}.$$

Deci dacă se poate determina z'_k cu expresia de mai sus (în care nu se cunoaște Σz) atunci se poate găsi și

$$z''_k = \Sigma z - z'_k.$$

Determinarea lui Σz. Analizînd expresia lui z'_k se constată cu ușurință că *toți termenii sînt numere întregi* și ca urmare A_k nu se poate divide prin $A_k + B_k$, căci toate sînt numere prime între ele și, ca urmare, cîtul zecimal obținut și multiplicat apoi cu Σz, care este tot un întreg, nu va da un z'_k număr întreg.

Scriind din nou aceeași expresie sub forma

$$z'_k = \frac{\Sigma z}{A_k + B_k} A_k,$$

rezultă imediat că Σz trebuie să fie un număr care se divide prin sumele de formă $A_k + B_k$ ($k = 1 \ldots n$). Pentru îndeplinirea acestei condiții de divizibi-

Scanned with CamScanner

litate este necesar ca Σz să se dividă prin c.m.m.m.c. al sumelor de formă $A_k + B_k$, adică

$$\frac{\Sigma z}{\text{c.m.m.m.c.}(A_k + B_k)} = \frac{\Sigma z}{M_{min}} = Q,$$

unde M_{min} este c.m.m.m.c. al sumelor de forme $A_k + B_k$, iar Q, cîtul număr întreg.

Ca urmare, se poate scrie acum că

$$\Sigma z = QM_{min}$$

Urmărind a determina cea mai mică sumă a numerelor de dinți, $\Sigma_{min}z$ (deoarece alte Σz se pot obține printr-o simplă multiplicare) rezultă că

$$\Sigma_{min}z = Q_{min}M_{min}$$

Determinarea lui Q_{min} se face scriind că

$$Q_{min} = \frac{\Sigma_{min}z}{M_{min}} = \frac{(z'_k + z''_k)_{min}}{M_{min}}$$

unde, evident că, $(z'_k + z''_k)_{min}$ se poate obține numai pentru trei cazuri, în care $z'_k = z_{min}$, sau $z''_k = z_{min}$, sau $z'_k = z''_k = z_{min}$, z_{min} fiind roata cu cel mai mic număr de dinți din întreg ansamblul de roți aflate între cele două axe. Mărimea lui z_{min} este la liberă alegere, de exemplu $z_{min} = 17$ impus de condiția de a nu avea subtăiere (pentru $\alpha = 20°$).

Cum $z'_k = z_{min}$, numai în cazul în care raportul de transmitere $i_k < 1$, roata z'_k fiind conducătoare, iar $z''_k = z_{min}$ pentru $i_k > 1$, z''_k fiind condusă (cazul $z'_k = z''_k = z_{min}$ este banal, $i_k = 1$) rezultă că se poate determina a priori, pe care ax (conducător sau condus fig. 3.50) se va afla această roată. Determinarea constă în compararea raportului de transmitere minim i_{min} (numerotat cu indicele 1, deci $i_{min} = i_1$) cu inversul raportului de transmitere maxim ($1/i_{max} = 1/i_q$), astfel că pentru

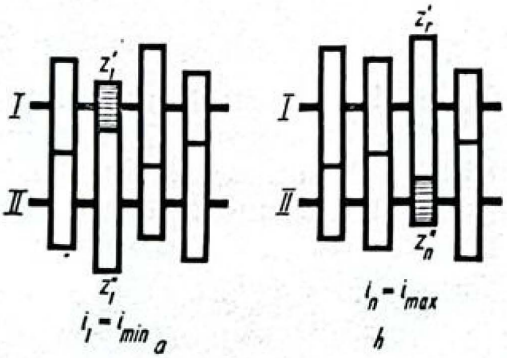


FIG. 3.50. Scheme pentru determinarea poziției pinionului cu cel mai mic număr de dinți:
a – pinionul pe axul conducător; *b* – pinionul pe axul condus

$$i_1 < \frac{1}{i_q} \quad \text{rezultă} \quad z'_1 = z_{min}$$

iar pentru

$$i_1 > \frac{1}{i_q} \quad \text{rezultă} \quad z''_q = z_{min}.$$

În primul caz, (pentru al doilea se procedează similar) pentru care se poate scrie că

$$z'_1 = \Sigma_{min}z \frac{A_1}{A_1 + B_1} = z_{min},$$

Scanned with CamScanner

rezultă că

$$\Sigma_{min} z = z_{min} \frac{A_1 + B_1}{A_1},$$

astfel încît, înlocuind în expresia lui Q_{min},

$$Q_{min} = \frac{\Sigma_{min} z}{M_{min}} = z_{min} \frac{A_1 + B_1}{A_1 M_{min}},$$

se poate afla mărimea lui Q_{min}, toți factorii din dreapta, fiind cunoscuți.

Efectuînd operația, se obține în general Q_{min} sub forma unui număr cu zecimale; cum el trebuie să fie număr întreg, se rotunjește, în plus (rotunjirea în minus, conduce la un z_{min} mai mic decît cel ales).

Odată Q_{min} determinat, se găsește imediat

$$z_1' = Q_{min} M_{min} \frac{A_1}{A_1 + B_1}$$

și apoi

$$z_1'' = \Sigma_{min} z - z_1'.$$

Ca exemplificare, să considerăm patru angrenaje avînd rapoartele de transmitere $i_1 \dots i_4$, indicate în tabelul 3.6.

Tabelul 3.6

Determinarea numerelor de dinți

k	i_k	$\frac{A_k}{B_k}$	$A_k + B_k$	$\frac{z_k'}{z_k''}$
1	$i_1 = \varphi_{20/3}^{-2} = \frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$1 + 2 = 3$	$\frac{20}{40}$
2	$i_2 = \varphi_{20/3}^{-1} = \frac{1}{1,4}$	$\frac{10}{14} = \frac{5}{7}$	$5 + 7 = 12 = 2^2 \cdot 3$	$\frac{25}{35}$
3	$i_3 = \varphi_{20/3}^{0} = \frac{1}{1}$	$\frac{1}{1}$	$1 + 1 = 2$	$\frac{30}{30}$
4	$i_4 = \varphi_{20/3} = \frac{1,4}{1}$	$\frac{14}{10} = \frac{7}{5}$	$7 + 5 = 12 = 2^2 \cdot 3$	$\frac{35}{25}$

În coloana a treia se indică fracțiile prime A_k/B_k, iar în a patra — sumele de forma $A_k + B_k$, descompuse în factori primi.

Cel mai mic multiplu comun al acestor sume este

$$M_{min} = 2^2 \cdot 3 = 12.$$

Scanned with CamScanner

Pentru determinarea cîtului minim Q_{min}, este necesar să se precizeze pe care dintre axe se află pinionul cu numărul minim de dinți.

Comparînd rapoartele de transmitere extreme

$$i_1 = \frac{1}{2} = 0{,}5 \quad \text{și} \quad \frac{1}{i_4} = \frac{5}{7} = 0{,}7,$$

se constată că $i_1 > 1/i_4$ și deci $z_{min} = z'_1$.

Considerînd că $z_{min} = 17$ dinți, cîtul minim va fi

$$Q'_{min} = \frac{z_{min}}{M_{min}} \cdot \frac{A_1 + B_1}{A_1} = \frac{17}{12} \cdot \frac{3}{1} = \frac{17}{4} \approx 5.$$

Deci, cîtul minim $Q_{min} = 5$.

Suma minimă a numerelor de dinți va fi

$$\Sigma_{min} z = Q'_{min} M_{min} = 5 \times 12 = 60,$$

iar numerele de dinți ale roților

$$z'_k = 60 \frac{A_k}{A_k + B_k};$$

$$z''_k = 60 - z'_k,$$

determinate, sînt trecute în ultima coloană a aceluiași tabel.

Cele patru angrenaje, cu numerele de dinți din coloana a patra, prezintă o soluție a problemei și anume aceea în care suma numerelor de dinți $\Sigma z = 60$ este minimă și roata cea mai mică are 17 dinți.

Avînd în vedere că Σz admisibilă pentru cutiile de viteze poate avea valoarea maximă 120 de dinți, se pot alege și alte valori Q mai mari decît Q_{min}; astfel pentru

$Q = 6$	$\Sigma z = 72$
$Q = 7$	$\Sigma z = 84$
$Q = 8$	$\Sigma z = 96$
$Q = 9$	$\Sigma z = 108$
$Q = 10$	$\Sigma z = 120$

permite utilizarea a încă cinci soluții pentru problema dată, bineînțeles fără ca Σz să fie minimă.

Dacă pentru Q se ia valoarea imediat inferioară, de 4 în loc de 5, atunci

$$\Sigma z = 48,$$

care duce la pinionul minim $z'_1 = 16$ dinți, deci corijat adică, în unele cazuri constructive, determinate de grosimea axului pe care se află acest pinion, realizarea lui este posibilă.

Scanned with CamScanner

c. **Rezolvarea problemei în cazuri dificile.** Apariția factorilor primi mari, în cel mai mic multiplu comun M_{min} dă naștere la operații laborioase și la soluționări în care rapoartele de transmitere sînt realizate cu erori mai mari sau mai mici.

Astfel, să considerăm că pe lîngă cele patru rapoarte de transmitere, care au fost soluționate după cum s-a văzut, mai sînt necesare, încă două în continuare (tabelul 3.7).

Tabelul 3.7

Determinarea numerelor de dinți
(în completarea tabelului 3.6)

k	i_k	$\frac{A_k}{B_k}$	$A_k + B_k$	$\frac{z'_k}{z''_k}$
5	$i_5 = \varphi^2_{20/3} = \frac{2}{1}$	$\frac{2}{1}$	$2 + 1 = 3$	$\frac{56}{28}$
6	$i_5 = \varphi^3_{20/3} = \frac{2{,}8}{1}$	$\frac{28}{10} = \frac{14}{5}$	$14 + 5 = 19$	$\frac{61}{23}$

Cel mai mic multiplu comun, în acest caz, va fi

$$M_{min} = 2^2 \cdot 3 \cdot 19 = 228,$$

datorită apariției factorului prim 19 provenit de la raportul de transmitere i_6.

Este inutilă continuarea operației de determinare a cîtului minim Q_{min} căci chiar dacă ar avea cea mai mică valoare (unitatea) suma minimă de dinți va fi

$$\Sigma_{min}z = Q_{min}M_{min} = 228,$$

deci cu mult mai mare decît aceea admisibilă.

Ca urmare, raportul de transmitere i_6, a cărui mărime este dată de fracția 14/5, nu va putea fi realizat; fracția în cauză trebuie să fie înlocuită cu alta a cărei valoare va fi diferită de aceea a lui i_6, însă în limitele erorii admisibile.

Folosind metoda indicată în anexă, se găsesc cîturile parțiale și apoi redusele respective

		2	1	4
1	0	1	1	5
0	1	2	3	14
		+4	−1	0

Cea mai apropiată redusă, care poate înlocui fracția 14/5, este 3/1. Suma $A_6 + B_6$ este 4, deci 2^2, astfel încît cel mai mic multiplu comun ar fi 12,

Scanned with CamScanner

deci acceptabil. Însă fracția 3/1 nu poate fi utilizată din cauza erorii foarte mari pe care ar introduce-o, aceasta fiind

$$\Delta_6 = \frac{3}{1} - \frac{14}{5} = +\frac{1}{5},$$

ceea ce procentual reprezintă o eroare cinematică de + 7,1%, depășind cu mult eroarea admisibilă de +3%.

Folosind proprietățile fracțiilor conjugate, din însumarea numărătorilor și numitorilor celor două fracții, rezultă fracția

$$\frac{17}{6},$$

a cărei sumă $A_6 + B_6 = 17 + 6 = 23$ este număr prim și ca urmare va duce la un M_{min} și mai mare decît în cazul precedent.

Însumînd numărătorul și numitorul acestei fracții cu cei ai fracției 14/5, se obține fracția

$$\frac{31}{11}$$

a cărei sumă $A_6 + B_6 = 31 + 11 = 42 = 2 \cdot 3 \cdot 7$ introduce factorul prim 7 în formarea lui M_{min}, astfel:

$$M_{min} = 2^2 \cdot 3 \cdot 7 = 84.$$

Eroarea introdusă de această fracție este + 1/55 sau procentual de 0,64%, deci admisibilă.

Compararea rapoartelor de transmitere extreme,

$$i_1 = \frac{1}{2} \quad \text{și} \quad \frac{1}{i_6} = \frac{5}{14} \approx \frac{1}{3},$$

precizează că pinionul cel mai mic se află în angrenajul ultim și deci este pe axul condus. Ca urmare, cîtul minim se calculează cu formula

$$Q''_{min} = \frac{z_{min}}{M_{min}} \cdot \frac{A_6 + B_6}{B_6} = \frac{17}{84} \cdot \frac{42}{11} < 1,$$

deci $Q''_{min} = 1$ și

$$\Sigma_{min} z = 1 \times 84 = 84 \text{ dinți.}$$

Numerele de dinți ale roților se determină ca și în cazul precedent și sînt trecute în același tabel.

Nu întotdeauna se poate găsi o soluție convenabilă, astfel încît este necesar să se folosească și alte metode. În acest scop, se face abstracție de raportul i_j sau de rapoartele de transmitere care prin suma $A_j + B_j$ fac să apară factori primi mari în M_{min}.

Scanned with CamScanner

Se determină, pentru rest, numerele de dinți după cum s-a arătat, iar pentru rapoartele de transmitere eliminate se determină, prin una din metodele următoare, angrenajul sau angrenajele care să satisfacă, cu eroare mai mică sau mai mare, mărimea rapoartelor de transmitere.

În acest scop, se poate folosi metoda prin:

— încercări;
— angrenaje cu dantură corijată;
— angrenaje cu module diferite;
— angrenaje cu dantură înclinată.

Prin încercări. Raportul de transmitere care introduce factori primi mari fiind i_j (în cazul exemplului $i_j = i_6$) nu se ia în considerare și se determină roțile pentru celelalte rapoarte de transmitere. Cunoscîndu-se astfel $\Sigma_{min}z$, una din roțile angrenajului eliminat se va determina cu expresia

$$z'_j = \Sigma_{min}z \frac{i_j}{i_j + 1}.$$

Totdeauna z'_j rezultă ca un număr fracționar. El se rotunjește pînă la mărimea întreagă apropiată, apoi se determină z''_j prin scădere din $\Sigma_{min}z$.

În cazul exemplului ultim, $i_j = i_6 = 14/5$. Prin eliminarea sa, pentru restul de rapoarte se găsește $M_{min} = 12$ și $\Sigma_{min}z = 60$ de dinți. Ca urmare

$$z'_6 = \Sigma_{min}z \frac{i_6}{i_6 + 1} = 60 \frac{14}{19} = 44{,}2 \approx 44$$

și

$$z''_6 = 60 - 44 = 16 \text{ dinți.}$$

Angrenajul va avea raportul de transmitere

$$\frac{z'_6}{z''_6} = \frac{44}{16} = 2{,}75,$$

deci cu o eroare de $-0{,}05$ sau de $-1{,}8\%$, ceea ce este admisibil. Pinionul cu 16 dinți fiind poate prea mic, se poate lua în considerare $\Sigma z = 72$, imediat următoare. În acest caz, rezultă

$$z'_6 = 53{,}05 \approx 53 \text{ și } z''_6 = 19.$$

Angrenajul

$$\frac{z'_6}{z''_6} = \frac{53}{19} = 2{,}79$$

asigură un raport de transmitere cu eroare mai mică decît precedentul ($-0{,}01$ sau $-0{,}53\%$).

Prin angrenaje cu dantură corijată. Pentru angrenajul defectuos se alege o Σz_j apropiată de $\Sigma_{min}z$ a celorlalte angrenaje. Ca urmare distanța A dintre axe a acestuia va fi diferită de distanța A' dintre axe a celorlalte angrenaje.

Scanned with CamScanner

Se știe că la angrenajele corijate fără menținerea distanței dintre axe există relația

$$A' \cos \alpha' = A \cos \alpha,$$

de unde, după corijare, angrenajul va avea un unghi de angrenare determinat prin

$$\cos \alpha' = \frac{A}{A'} \cos \alpha.$$

Dar

$$A' = \frac{m}{2} \Sigma_{min} z \quad \text{și} \quad A = \frac{m}{2} \Sigma z_j,$$

astfel că

$$\cos \alpha' = \frac{\Sigma z_j}{\Sigma_{min} z} \cos \alpha.$$

În continuare, se determină suma coeficienților de corijare cu expresia

$$\Sigma \xi = \frac{\text{ev}\alpha' - \text{ev}\alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha} \Sigma z_j.$$

În cazul studiat, se alege de exemplu

$$\Sigma z_j = (14 + 5) \cdot 3 = 57 < 60 = \Sigma_{min} z.$$

De aici, rezultă

$$\cos \alpha' = 0{,}892705;$$
$$\alpha' = 26°39';$$
$$\text{ev}\, \alpha' = 0{,}036724$$

și în final

$$\Sigma \xi = 1{,}234.$$

Mărimea fiecărui coeficient de corijare ξ' și ξ'' se poate alege pe criterii de uzură, rezistență etc.

Prin angrenaje cu module diferite. Dacă m_j este modulul angrenajului defectuos și m modulul celorlalte angrenaje, pentru montarea acestora între două axe avînd distanța A este necesară realizarea egalităților:

$$A = \frac{m}{2} \Sigma_{min} z = \frac{m_j}{2} \Sigma z_j,$$

de unde rezultă modulul m_j

$$m_j = m \frac{\Sigma_{min} z}{\Sigma z_j}.$$

Scanned with CamScanner

Rezolvarea problemei în aceste cazuri prezintă mari dificultăți deoarece m ca și m_j, fiind module standardizate, sînt multipli de 0,25 sau 0,50, ceea ce limitează posibilitatea găsirii unei sume Σz_j număr întreg care, în același timp, să permită și obținerea unui raport de transmitere corespunzător. Din aceste cauze, metoda cu module diferite se folosește în combinare cu aceea a corijării danturii.

Prin angrenaje cu dantură înclinată. Dacă din punct de vedere constructiv este admisibilă folosirea danturii înclinate, se poate determina un astfel de angrenaj plecînd de la șirul de egalități

$$A = \frac{m}{2} \Sigma_{min} z = \frac{m_{aj}}{2} \Sigma z_j,$$

în care m_{aj} este modulul aparent al acestui angrenaj

$$m_{aj} = \frac{m}{\cos \beta_j},$$

iar β_j — unghiul de înclinare a danturii.

Din primele egalități rezultă

$$m_{aj} = m \frac{\Sigma_{min} z}{\Sigma z_j},$$

din care, egalată cu precedenta, rezultă expresia

$$\cos \beta_j = \frac{\Sigma z_j}{\Sigma_{min} z}.$$

Trebuie remarcat că deoarece $\cos \beta_j < 1$, suma Σz_j trebuie aleasă mai mică decît $\Sigma_{min} z$.

De asemenea, unghiul β_j în genere nu trebuie să depășească o anumită mărime ($\beta_j \leqslant 30°$), iar posibilitatea de confecționare a danturii înclinate, depinde în unele cazuri de mașinile-unelte și sculele disponibile.

În cazul exemplului studiat, luînd $\Sigma z_j = 57$ se obține

$$\cos \beta_j = \frac{57}{60} = 0{,}950;$$

$$\beta_j = 18°20'.$$

În cazurile și mai dificile, condiționate de realizarea unor rapoarte de transmitere fără eroare cinematică, se folosesc metodele arătate, combinate între ele.

d. Condiția de trecere a unui balador peste roțile fixe. În cazul baladorilor cu mai mult de două roți, poate apărea o problemă constructivă care conduce forțat la folosirea unor rapoarte de transmitere cu erori.

Scanned with CamScanner

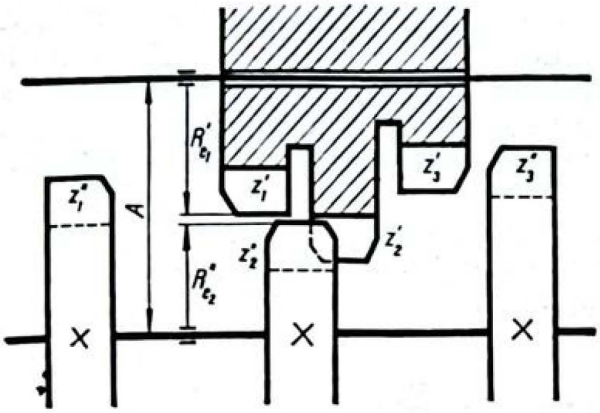


FIG. 3.51. Condiția trecerii unui balador peste roata din mijloc.

Astfel, în cazul baladorului cu trei roți z'_1, z'_2 și z'_3 (fig. 3.51) la care $z'_2 > z'_1 > z'_3$, este necesar ca roata z'_1 să poată trece peste roata fixă z''_2.

Această cerință este realizată numai dacă

$$R'_{e1} + R''_{e2} < A,$$

în care R_e este raza exterioară a roții respective, iar A distanța dintre axe.

Expresiile acestor mărimi fiind

$$R_e = \frac{m}{2}(z+2) \text{ și } A = \frac{m}{2}\Sigma z,$$

rezultă, prin înlocuire, că

$$z'_1 + z''_2 + 4 < \Sigma z$$

sau încă

$$\Sigma z - (z'_1 + z''_2) > 4.$$

Pe de altă parte însă, pentru angrenajul central

$$\Sigma z = z'_2 + z''_2,$$

care, introdusă în expresia precedentă, determină condiția

$$z'_2 - z'_1 > 4,$$

care permite trecerea roții z'_1 a baladorului peste roata centrală fixă z''_2.

Respectarea acestei condiții duce în unele cazuri la modificarea numerelor de dinți și deci a rapoartelor de transmitere.

În cazul angrenajelor cu dantura corijată, trebuie să se țină seama că diametrele exterioare ale acestora depind atît de mărimile coeficienților de corijare ξ' și ξ'', cît și de coeficientul f de înălțime a capului dintelui.

e. **Roți de schimb cu distanța dintre axe constantă.** Fie rapoartele de transmitere

$$i_1,\ i_2 \ldots i_{q-1},\ i_q$$

ale roților de schimb, care urmează să fie montate între două axe a căror distanță este fixă. După cum s-a arătat în cap. 3.2.4. a, jumătate sau jumătate plus unu din rapoartele de transmitere (după cum q este par sau nu) sînt egale însă inverse, adică există egalitățile

$$i_q = \frac{1}{i_1};\quad i_{q-1} = \frac{1}{i_2} \ldots$$

Scanned with CamScanner

astfel încît șirul rapoartelor de transmitere se mai poate scrie

$$i_1\ i_2 \ldots \frac{1}{i_2},\ \frac{1}{i_1}$$

care va conduce la șirul de fracții prime sau de angrenaje

$$\frac{A_1}{B_1},\ \frac{A_2}{B_2} \ldots \frac{B_2}{A_2},\ \frac{B_1}{A_1}.$$

Ca urmare, numărul de angrenaje se reduce, ca și rapoartele de transmitere, la jumătate sau jumătate plus unu, ceea ce simplifică în oarecare măsură calculele de determinare a numerelor de dinți ale acestora.

3.2.6. Transmisii prin conuri în trepte

a. **Utilizare.** Transmisia prin conuri în trepte, folosind curele late, reprezintă cel mai vechi mecanism utilizat în lanțul cinematic al mașinilor-unelte, pentru transformarea turației unice într-o gamă de turații.

Un număr de dezavantaje, ca antrenarea prafului, pericol de accidente etc., la care trebuie adăugat faptul că raportul de reglare al acestor mecanisme este mic, a dus la înlocuirea lor prin cutii de viteze, roți de schimb etc.

Totuși, simplitatea constructivă a acestora, întreținerea ușoară și prețul de cost redus al lor, în comparație cu al unor cutii de viteze avînd același raport de reglare, le fac utilizabile și pe cele mai moderne mașini-unelte, folosind în locul curelelor de piele, curele trapezoidale sau de mătase.

Transmisiile prin conuri în trepte, cu curele trapezoidale, se folosesc în special la mașinile de găurit mici și mijlocii, iar curelele late de mătase la unele mașini de rectificat.

b. **Metodica de calcul.** Posibilitatea de funcționare a unei transmisii cu conuri în trepte este condiționată de posibilitatea utilizării unei aceleiași curele între toate treptele, ceea ce impune ca diametrele treptelor să fie așa fel alese, încît pentru o lungime constantă a curelei, transmiterea mișcării să fie posibilă.

Lungimea geometrică a curelei (fig. 3.52) se exprimă pentru oricare treaptă k prin

$$L = \frac{\pi}{2}(D'_k + D''_k) + \beta_k(D'_k - D''_k) + 2A\cos\beta_k.$$

Din considerente funcționale, unghiul α_k de înfășurare pe roata mică trebuie să fie cît mai mare

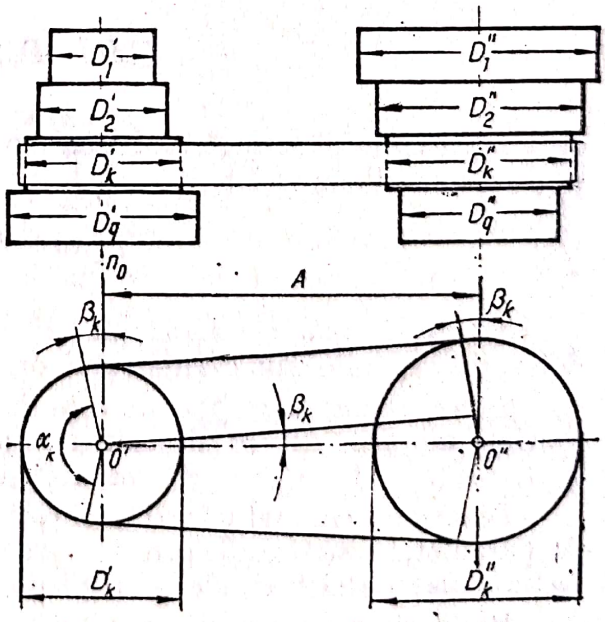


FIG. 3.52. Transmisia prin conuri în trepte.

și deci unghiul β_k foarte mic, astfel că din punct de vedere practic poate fi considerat nul. Pe acest considerent, expresia lungimii curelei devine

$$L = \frac{\pi}{2}(D'_k + D''_k) + 2A = \text{const},$$

în care toți factorii sînt constanți.

Ca urmare, pentru o lungime constantă a curelei, și suma diametrelor trebuie să fie constantă

$$\sum D = D'_k + D''_k = \text{const}.$$

Această condiție este identică cu aceea cerută roților dințate montate între două axe, deoarece $\sum z = z'_k + z''_k = \text{const}$, conduce prin multiplicare cu modulul m la o expresie similară privind diametrele primitive ale acestor roți.

$$m\sum z = m(z'_k + z''_k) = D'_{pk} + D''_{kp} = \sum D_p.$$

Raportul de transmitere al unei trepte oarecare se poate scrie

$$i_k = \frac{D'_k}{D''_k},$$

de unde

$$D''_k = \frac{D'_k}{i_k}.$$

Introducînd pe D''_k în expresia sumei diametrelor

$$\sum D = D'_k\left(1 + \frac{1}{i_k}\right),$$

de unde expresia diametrului unei roți, funcție de raportul de transmitere și de suma diametrelor.

$$D'_k = \frac{i_k}{1 + i_k}\sum D.$$

$\sum D$ și treapta cu diametrul cel mai mic. Expresia precedentă permite determinarea mărimii diametrului oricărei trepte dacă se cunoaște $\sum D$.

Suma diametrelor $\sum D$ nu este limitată constructiv ca în cazul $\sum z$ la o mărime minimă, dar ca și la angrenaje ea conține, pentru unul din cazurile extreme ($k = 1$ sau $k = q$), roata cu diametrul cel mai mic.

Diametrul cel mai mic al unei roți de curea este condiționat de un număr de parametri funcționali, printre care: puterea transmisă, viteza tangențială, natura materialelor curelei și roții de curea, frecvența îndoirilor curelei etc.

Roata de curea cu diametrul cel mai mic se poate afla pe axul conducător — și ca urmare diametrul său va fi D'_1 — sau pe axul condus, diametrul

său fiind D''_q. Precizarea acestui diametru se obține ca și în cazul pinionului cu numărul cel mai mic de dinți, comparînd raportul de transmitere minim cu inversul raportului de transmitere maxim

$$i_1 \quad \text{și} \quad \frac{1}{i_q}.$$

Raportul de transmitere, avînd valoarea minimă, precizează perechea de roți de curea care posedă roata cu diametrul minim.

Alegînd acest diametru în conformitate cu parametrii funcționali mai sus citați, se poate determina diametrul roții de curea pereche.

Dacă se consideră că roata minimă corespunde raportului de transmitere i_1, diametrul roții pereche va fi

$$D''_1 = \frac{D'_1}{i_1},$$

astfel încît suma diametrelor va fi

$$\Sigma D = D'_1 + D''_1.$$

Determinarea diametrelor. Cunoscînd pe ΣD, se procedează la determinarea celorlalte diametre, folosind expresia generală

$$D'_k = \frac{i_k}{1 + i_1} \Sigma D$$

și

$$D''_k = \Sigma D - D'_k.$$

pentru determinarea diametrului roții pereche.

Ca și în cazul roților dințate, D'_k și D''_k nu rezultă numere întregi. Prin rotunjire, ele se aduc la valori admisibile, determinate de toleranțele de execuție a acestor roți și acceptabile, luînd în considerare și elasticitatea curelei.

c. **Raportul de reglare.** Diametrul minim al unei transmisii prin curele este, după cum s-a menționat, condiționat de parametrii funcționali. Diametrul maxim este în genere condiționat de gabaritul maxim admis al unui astfel de mecanism, în raport cu mașina-unealtă.

Din aceste cauze, raportul de transmitere minim, în special la transmisiile cu conuri în trepte, nu este mai mic de 1/3, iar cel maxim nu depășește valoarea 3/1. Ca urmare, raportul de reglare al unei transmisii prin conuri în trepte este

$$R_n = \frac{i_{max}}{i_{min}} \leqslant 9,$$

mărime corespunzătoare în unele cazuri pentru unele mașini-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

3.3. VARIATORI CONTINUI DE TURAŢII

3.3.1. Caracteristicile variaţiei continue a turaţiilor

a. **Utilitatea variaţiei continue.** Din teoria seriei de turaţii a reieşit că oricît de mare ar fi numărul q de turaţii pe care un variator discontinuu îl poate asigura, există totuşi o pierdere de viteză de aşchiere şi deci o pierdere de productivitate a maşinii-unelte. Din această cauză, un mecanism care ar putea realiza o variaţie continuă a turaţiei, în tot cuprinsul domeniului de turaţii, se impune.

Reglarea continuă a turaţiei este, în unele cazuri, absolut necesară, de exemplu în cazul strunjirii frontale pe lungimi radiale mari, sau în cazul prelucrării suprafeţelor conice cu un unghi de înclinare mare.

În afară de acestea, reglarea continuă a turaţiei permite stabilirea practică a vitezei de aşchiere optime sau a vitezei care asigură obţinerea unei anumite calităţi a suprafeţei prelucrate, operaţii greoaie şi de multe ori imposibil de realizat în cazul reglării turaţiei în trepte.

b. **Caracteristicile funcţionale ale variaţiilor continui.** Mecanismele care permit variaţia continuă a turaţiei, *variatorii continui de turaţii*, pot fi mecanice, hidraulice, electrice sau o combinaţie între acestea. Ei pot transforma unica turaţie n_0 a motorului electric într-un domeniu de turaţii $n_{min}, \ldots, n_{max}$, domeniu în care teoretic există o infinitate de turaţii, ori cît de apropiate dorim, una de alta.

În acest caz, pierderea relativă de turaţie şi deci de viteză de aşchiere

$$\Delta v_{max} = 1 - \frac{1}{\varphi}$$

tinde către zero, astfel încît raţia φ tinde către unitate.

Variatorii continui de turaţii prezintă însă două deficienţe care limitează utilizarea lor în lanţurile cinematice principale, şi anume:

— domeniul de reglare redus, în genere la valoarea maximă $R_n \leqslant 9$;

— instabilitatea turaţiei şi deci şi a vitezei de aşchiere la variaţia efortului de aşchiere.

Variatorii continui de turaţii se folosesc în unele construcţii, în combinaţie cu un variator în trepte, asigurînd astfel variaţia continuă a turaţiei, între două trepte consecutive.

3.3.2. Variatorii continui mecanici

a. **Clasificare.** Variatorii continui mecanici constau din două elemente, unul conducător şi altul condus, primul transmiţînd mişcarea celui de-al doilea, direct sau printr-un element intermediar, pe baza coeficientului de frecare dintre acestea.

Scanned with OKEN Scanner

Din punct de vedere constructiv, variatorii continui mecanici se clasifică în:

— variatori cu fricțiune;

— variatori cu lanț sau curea,

ultima grupă diferind prin modul constructiv al elementului intermediar.

b. **Variatorii cu fricțiune.** Tipul de bază al variatorilor de fricțiune constă (fig. 3.53) dintr-o rolă și un con tangente în lungul generatoarelor sale.

Presiunea de contact este realizată de două forțe Q. Rola se poate deplasa în lungul generatoarei conului, prin acționarea uni mecanism cu, manivelă M.

Funcționarea variatorului poate avea două variante: rola conducătoare și conul condus, sau invers.

În primul caz — rola conducătoare — mărimea de intrare y_i este turația constantă n a rolei iar mărimea de ieșire y_e este — turația variabilă n_x la axul conului condus.

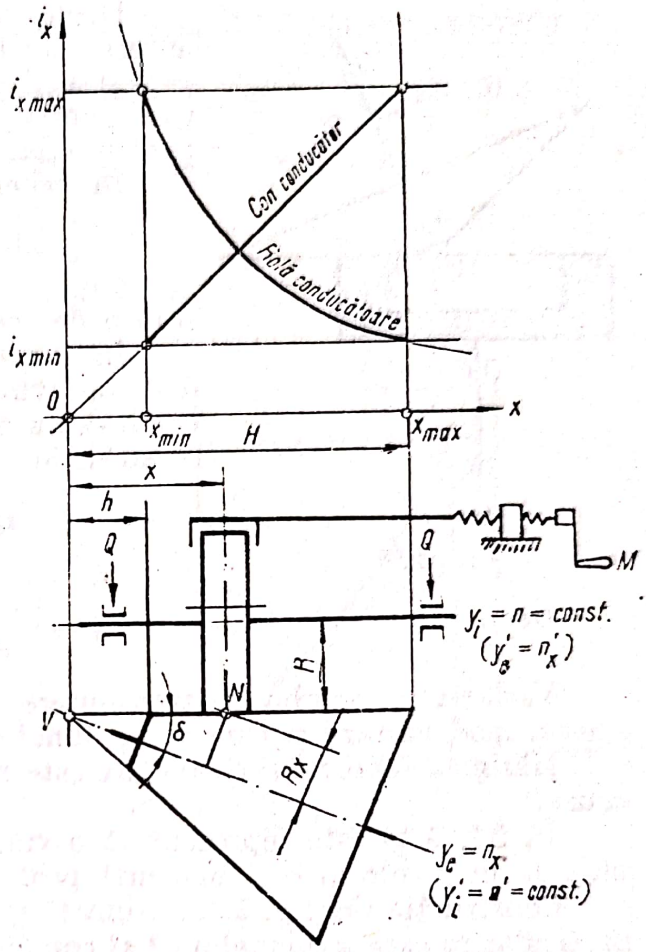


FIG. 3.53. Variator continuu cu un con.

Raportul de transfer va fi, avînd în vedere notațiile din figură

$$i_x = \frac{y_e}{y_i} = \frac{n_x}{n} = \frac{R}{R_x},$$

în care R este raza rolei, iar R_x raza cercului în secțiunea N a conului, la distanța x de la vîrful V al acestuia.

Mărimea lui R_x fiind

$$R_x = x \sin \delta,$$

rezultă că

$$i_x = \frac{R}{x \sin \delta} = \frac{C}{x},$$

în care C cuprinde constantele constructive $R/\sin \delta$.

Expresia raportului de transmitere denotă o variație hiperbolică a acestuia, și deci și a turației, deoarece

$$n_x = i_x n.$$

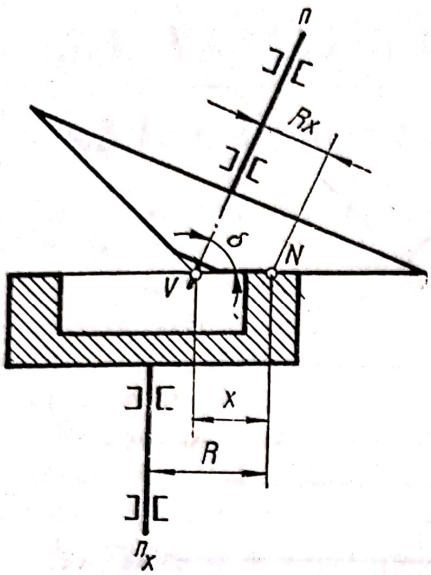


FIG. 3.54.

Domeniul de reglare a raportului de transmitere este limitat de mărimile extreme $x_{min} = h$ și $x_{max} = H$, determinate de cauze funcționale pentru x_{min} și dimensional — constructive pentru x_{max}.

În genere,

$$R_x = \frac{H}{h} = 3 \dots 4$$

și deci de același ordin de mărime este și C'_u.

În cazul al doilea, în care conul este conducător avînd turația $n' = \text{const} = y'_1$, iar rola condusă cu turația $n'_x = y'_e$, raportul de transfer se va scrie

$$i_x = \frac{y'_e}{y'_i} = \frac{n'_x}{n'} = \frac{R_x}{R}.$$

Deci,

$$i_x = \frac{x \sin \delta}{R} = \frac{x}{C'}.$$

Variația raportului de transmitere este, în acest caz, liniară și deci în același mod variază și turația n_x, funcție de mărimea x.

Mărimea raportului de reglare este aceeași, fiind determinată de aceleași cauze.

În fig. 3.54 este reprezentată o variantă constructivă a variatorului cu un con, în care rola este înlocuită prin coroana unei roți plane.

Construcția din fig. 3.55, utilizată și la presele cu șurub, reprezintă cazul particular în care semiunghiul δ al conului este de 90°, conul devenind o roată plană.

O construcție în care rola este înlocuită printr-un con interior este reprezentată în fig. 3.56.

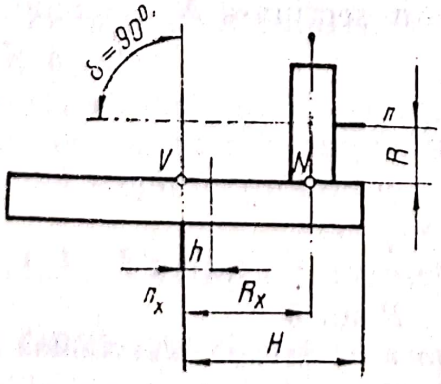


FIG. 3.55. Variator continuu cu roată plană.

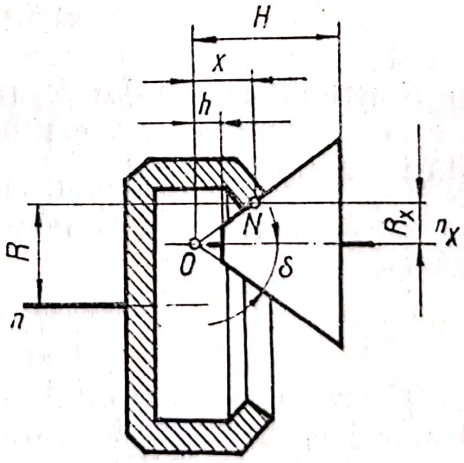


FIG. 3.56. Variator continuu cu con interior.

Variatorii cu două conuri. Cele două conuri (fig. 3.57) pot avea semiunghiurile δ_1 și δ_2, diferite ca mărime.

Raportul de transmitere, considerînd conul cu unghiul δ_1 conducător, va fi

$$i_x = \frac{n_x}{n_0} = \frac{R_1}{R} \cdot \frac{R}{R_2} = \frac{R_1}{R_2}.$$

Cum

$$R_1 = x \sin \delta_1;$$
$$R_2 = (H - x) \sin \delta_2,$$

în care H este distanța dintre vîrfurile V_1 și V_2 ale celor două conuri, măsurată în lungul generatoarelor paralele, rezultă că

$$i_x = \frac{x}{H - x} \cdot \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}$$

sau încă

$$i_x = \frac{x}{H - x} C,$$

avînd în vedere că unghiurile δ_1 și δ_2 sînt parametri constructivi. În genere, $\delta_1 = \delta_2$ și, ca urmare, constanta $C = 1$.

Variația raportului de transmitere este reprezentată în fig. 3.57. Curba de variație trece prin origine pentru $x = O$ și are o asimptotă pentru $x = H$.

Variatorul cu două conuri constă de fapt din doi variatori cu cîte un con, astfel încît raportul de reglare este egal cu produsul rapoartelor de reglare ale acestora

$$R = R'_n R''_n.$$

Din cauze constructive, care impun ca mărimea H, care determină gabaritul variatorului, să fie limitată, precum și din cauze funcționale care impun ca mărimile h_1 și h_2 să fie suficient de mari, rapoartele de reglare R'_n și R''_n sînt de ordinul 2—3, astfel încît raportul de reglare a variatorului cu conuri are mărimea $R_n \leqslant 9$.

În fig. 3.58 este schematizată o variantă a variatorului cu două conuri

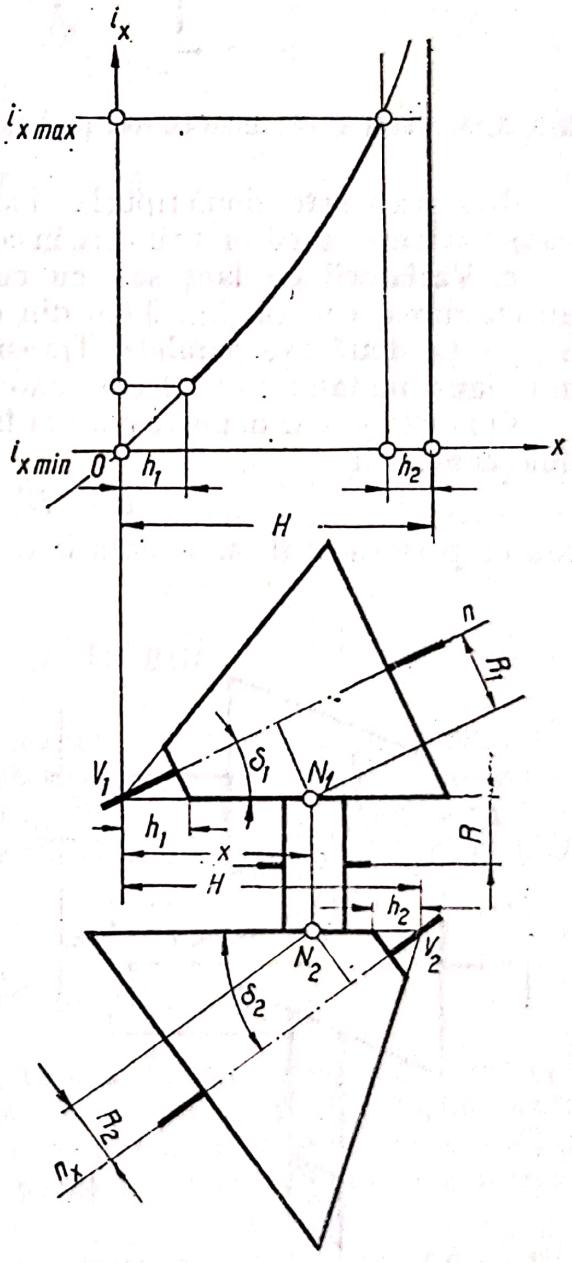


FIG. 3.57. Variator continuu cu două conuri și rolă.

modificată acționînd asupra tensiunii de alimentare, a fluxului statoric sau asupra rezistenței rotorice, ceea ce rezultă din expresia turației sale.

$$n = \frac{U_G}{C_2\Phi_s} - \frac{MR_0}{C_1C_2\Phi_s^2},$$

în care: U_G este tensiunea de alimentare;
Φ_S — fluxul statoric;
R_0 — rezistența circuitului rotoric.

Transformarea curentului alternativ în curent continuu și reglarea economică a tensiunii acestui curent se pot obține în două moduri, folosind în acest scop:

— agregate de mașini electrice;
— aparataj electro-ionic,

formînd împreună cu motorul derivație de curent continuu, care antrenează direct axul principal al mașinii-unelte, un lanț cinematic principal de natură electrică.

b. **Agregate de mașini electrice.** Transformarea unicei turații n_0 a motorului M_{CA} într-o gamă de turații n_1, ..., n_q a motorului derivație de curent continuu M_{CC} necesită un generator de curent continuu G_{CC} (fig. 3.61), iar pentru reglarea economică a tensiunii, generatorul trebuie dotat cu o excitatrice E.

Cele trei mașini electrice — motorul asincron M_{CA} care antrenează, pe același ax, generatorul de curent continuu G_{CC} și excitatricea E — formează *agregatul Ward-Leonard* sau grupul motor-generator care alimentează cu tensiunea variabilă U_G motorul derivație M_{CC}.

Turația acestuia poate fi variată în două moduri:

— variind tensiunea U_G furnizată de generator, în care scop se acționează asupra reostatului R_G. Caracteristicile mecanice (fig. 3.62) C_1', C_2', ... se vor plasa sub caracteristica naturală C_N.

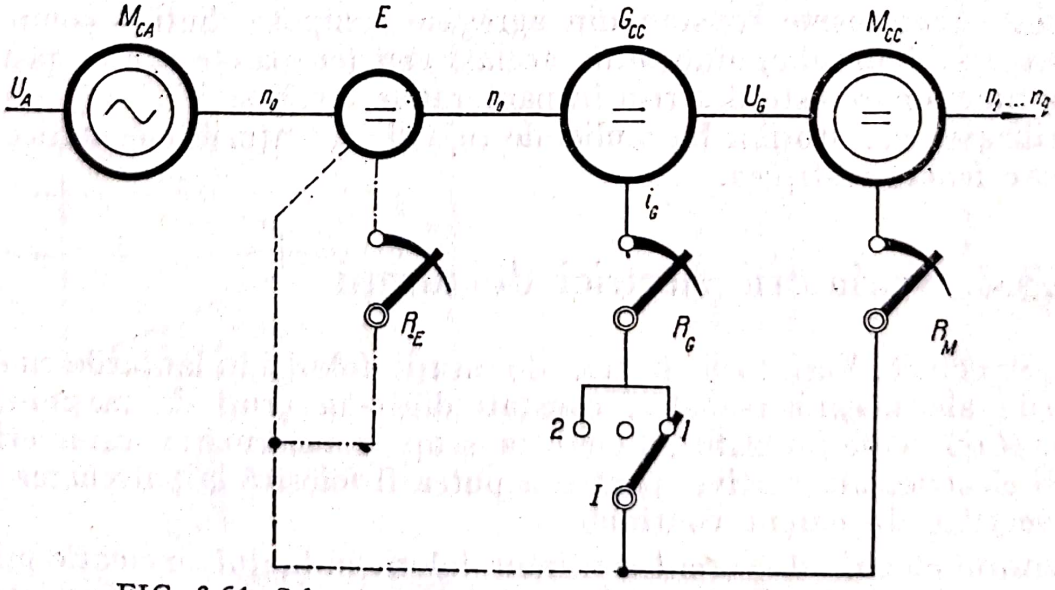


FIG. 3.61. Schema electrică a unui agregat Ward-Leonard.

În aceste condiții funcționarea stabilă a motorului poate fi obținută numai pînă la o turație egală cu 10% din turația nominală, deci se obține astfel un raport de reglare $R'_n = 10$.

— variind fluxul Φ_S al motorului derivație prin acționarea reostatului R_M, se obțin caracteristicile artificiale C''_1, C''_2, ... superioare caracteristicii naturale C_N. Rigiditatea acestora este mai mică decît a caracteristicelor precedente. Pe de altă parte, la creșterea turației motorului derivație apar dificultăți de comutare (scîntei la perii), astfel încît raportul de reglare a turațiilor este limitat la $R''_n = 3 \ldots 4$.

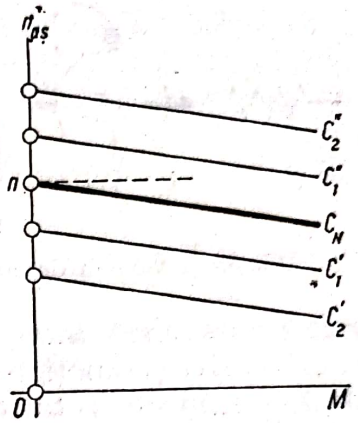


FIG. 3.62. Caracteristica mecanică a agregatului Ward-Leonard.

În ansamblu, caracteristica de reglare a agregatului Ward-Leonard este

$$R = R'_n \cdot R''_n = 30 \ldots 40.$$

Agregatul Ward-Leonard prezintă un număr de calități funcționale în afara posibilității de variație continuă a turației, printre care și cele privind pornirea, oprirea și inversarea sensului de rotație.

Astfel, pornirea se obține cu reostatul R_G din circuitul de excitație al generatorului, mărindu-se tensiunea furnizată motorului derivație, de la zero la valoarea nominală.

Acest fel de pornire este economic, deoarece în circuitul principal al motorului, neintervenind o rezistență de pornire, necesară în cazul alimentării acestuia de la o rețea de curent continuu, nu are loc pierderea de energie corespunzătoare. Comanda de pornire realizîndu-se în circuitul de excitație al generatorului, care are o putere relativ redusă, necesită un aparataj de comandă de dimensiuni și greutate mică, și ca urmare, ieftin.

Procesul de frînare și oprire se obține prin simpla manevrare a întrerupătorului *I* cu care se întrerupe curentul de excitație al generatorului.

Fenomenele care au loc în acest caz, asigură o frînare rapidă cu recuperare de energie, urmată de oprirea motorului.

Înversarea sensului de rotație se obține foarte ușor prin trecerea întrerupătorului *I* de la poziția *1* la poziția *2*.

Pe lîngă aceste calități, agregatul Ward-Leonard posedă și unele dezavantaje ca: a) randament redus, datorită numărului mare de mașini electrice; b) cost ridicat al agregatului și c) gabarit mare în raport cu cel al unei cutii de viteze avînd același raport de reglare a turațiilor.

Din aceste cauze, agregatul Ward-Leonard este utilizabil economic pentru antrenarea mașinilor-unelte grele, care necesită o variație continuă a turației (strunguri carusel, strunguri plane la strunjirea frontală) sau o inversare frecventă a turației (mașini de rabotat).

Comanda electrică a pornirii, opririi și inversării sensului de mișcare permite automatizarea ușoară a acestor comenzi, din care cauză agregatul Ward-Leonard își găsește utilizarea la multe mașini-unelte automate.

Scanned with OKEN Scanner

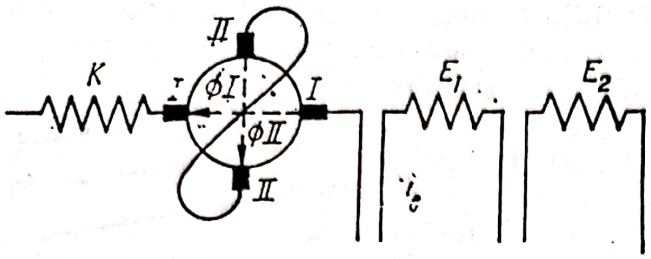


FIG. 3.63. Generator cu cîmp transversal.

Agregatul Ward-Leonard asigură un raport de reglare a turațiilor relativ redus în comparație cu cel necesitat de unele mașini-unelte. Îmbunătățirea caracteristicilor de reglare a acestuia se poate realiza prin înlocuirea excitatricei cu unele mașini electrice speciale, denumite generic *generatoare cu cîmp transversal*, care în particular, datorită micilor diferențe constructive și funcționale, sînt cunoscute sub denumirea de amplidină, metadină, magnicon, rototrol etc.

Spre deosebire de mașinile generatoare de curent obișnuite, generatoarele, cu cîmp transversal au un număr de înfășurări statorice E_1, E_2, ... care poate ajunge pînă la patru, cinci. Ele au în plus o pereche de perii $II—II$ legate în scurt circuit (fig. 3.63). Principiul de funcționare este următorul. Mașina, fiind antrenată de motorul asincron, este alimentată la înfășurarea de excitație E_1 cu un curent mic i_e, care provoacă apariția unui flux magnetic slab Φ_I. Datorită mișcării de rotație a rotorului, în bobinajul acestuia apare o tensiune care poate fi culeasă prin periile $II—II$. Din cauză că aceste perii sînt scurtcircuitate, intensitatea curentului va fi foarte mare și va da naștere unui flux Φ_{II} puternic și perpendicular pe Φ_I.

Înfășurarea rotorică, tăind liniile fluxului Φ_{II}, generează o tensiune care poate fi preluată prin periile $I—I$. Prin variații foarte mici ale curentului i_e, se obțin variații foarte mari ale tensiunii furnizate de acest generator. Puterea mică necesară înfășurării E_1, denumită *înfășurare de comandă*, este una din calitățile acestor mașini. Raportul dintre puterea transmisă în circuitul de sarcină și cea folosită în circuitul de comandă este denumit *raport de amplificare*. Mărimea lui ajunge pînă la 5 000 și chiar 10 000, ceea ce are ca urmare o valoare redusă a curentului în circuitul de comandă și deci dimensiuni mici ale aparatajului necesar comenzii.

Înfășurarea K, denumită de compensare, are rolul de a compensa acțiunea demagnetizantă a reacției indusului.

În fig. 3.64 este reprezentată o schemă de utilizare a acestor mașini ca generator, pentru alimentarea unui motor derivație de putere mică.

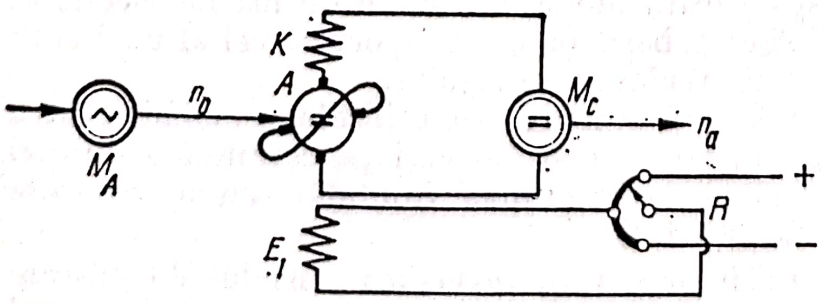


FIG. 3.64. Utilizarea generatorului cu cîmp transversal la reglarea unui motor de curent continuu.

Motorul de curent continuu M_C este alimentat de la amplidina A, care la rîndul său este antrenată de motorul asincron M_A. Înfășurarea de comandă E_1 este conectată la mijlocul reostatului potențiometric R și la maneta acestuia.

Reostatul este parcurs de curentul unei surse auxiliare, de exemplu a unui acumulator electric. Prin manevrarea manetei reostatului, în raport cu punctul mijlociu al său, se obține reglarea turației și inversarea sensului de rotație a motorului M_C.

Schema electrică a unui agregat Ward-Leonard, comandat și reglat printr-o amplidină, este dată în fig. 3.65.

Amplidina posedă trei înfășurări: de comandă E_1, de control E_2 și de autoexcitație E_3.

Acționînd reostatul potențiometric R_1, se poate regla turația motorului derivație M_C, după cum s-a arătat în schema precedentă.

Înfășurarea de control E_2 este alimentată de curentul furnizat de dinamul tahometric D_T. Dacă dintr-o cauză oarecare turația motorului derivație M_C variază fără să fi fost comandată (datorită variației forțelor de așchiere), tensiunea furnizată de dinamul tahometric va influența, prin înfășurarea E_2, curentul de excitație al acesteia și ca urmare, prin generator, și tensiunea de alimentare a motorului M_C, care va fi readus la turația stabilită aprioric, prin acțiunea asupra reostatului R_1.

Înfășurarea E_3 are rolul înfășurării K din schemele precedente.

Numeroase variante și metodica de dimensionare a acestora se găsesc în literatura de specialitate.

Folosirea mașinilor electrice amplificatoare permite obținerea unor caracteristici de reglaj, pînă la $R_n = 2\,000$ și mai mult.

c. **Aparataj electro-ionic.** Transformarea curentului alternativ în curent continuu și reglarea tensiunii acestuia poate fi realizată prin instalații electroionice, cu lămpi redresoare ca lampa cu vapori de mercur, ignitronul și tiratronul.

Aceste lămpi au un catod și cel puțin un anod. Principiul redresării curentului alternativ cu ajutorul acestor lămpi constă în rezistența electrică diferită, într-un sens și în altul, dintre catod și anod, ceea ce nu permite decît trecerea unei singure alternanțe a curentului alternativ, într-un singur sens, dînd naștere unui curent continuu pulsator.

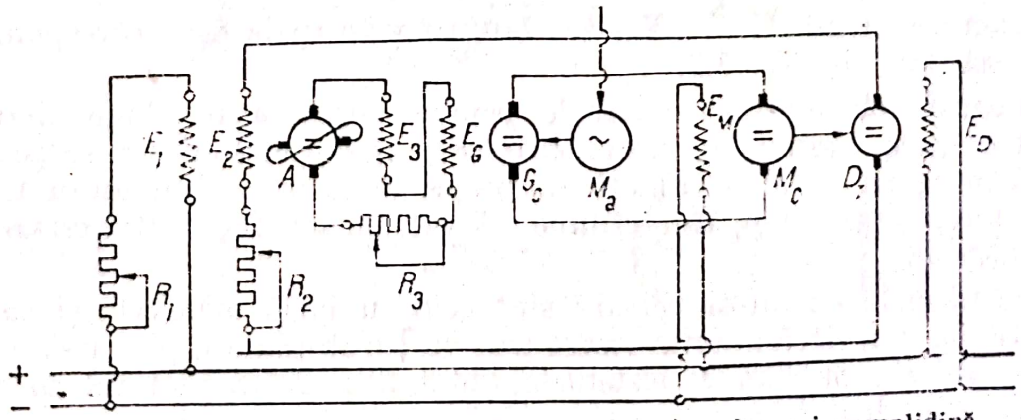


FIG. 3.65. Agregat Ward-Leonard comandat și reglat prin amplidină.

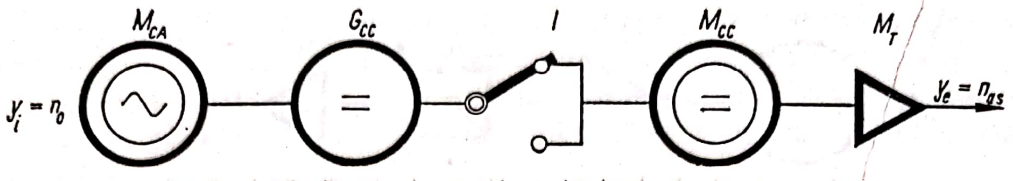


FIG. 3.68. Lanț cinematic principal electromecanic.

3.4.2. Caracteristicile cinematice ale mișcării principale rectilinii alternative

În timp ce mișcarea principală circulară se reproduce după o rotație, mișcarea principală rectilinie alternativă se reproduce după o *cursă dublă*.

Vitezele cu care se efectuează mișcarea pe cele două curse ale unui ciclu, în afară de faptul că sînt de sens contrar, au mărimile determinate de criterii diferite, ceea ce face ca studiul lor să se facă diferențiat și realizarea acestora să necesite mecanisme și chiar lanțuri cinematice diferite.

Pe durata uneia din cele două curse ale mișcării, are loc procesul de așchiere, cursa fiind denumită *activă* sau de lucru, în timp ce în cursa imediat următoare, procesul de așchiere nu mai are loc, cursa fiind denumită *de înapoiere* (sau rapidă), determinată de faptul că prin această cursă se efectuează înapoierea sculei (sau a piesei) în poziția inițială pentru reluarea ciclului de lucru.

În timp ce în cursa de lucru, viteza acestei mișcări trebuie să corespundă vitezei de așchiere, deci legilor procesului de așchiere, în cursa de înapoiere, mărimea vitezei este condiționată de legile productivității care cer ca timpul necesar fazei de înapoiere, fiind un timp auxiliar, să fie cît mai mic.

Dacă productivitatea pe cursă dublă (sau ciclu cinematic) poate fi scrisă

$$Q_{cl} = \frac{1}{T_C} = \frac{1}{T_{aș} + T_r},$$

în care: T_C este timpul necesar unei curse duble;
$T_{aș}$ — timpul consumat în cursa de lucru;
T_r — timpul necesar înapoierii,

este evident că productivitatea pe cursă dublă crește, dacă timpul necesar înapoierii scade. Notînd prin l lungimea cursei, cei doi timpi se vor exprima prin:

$$T_{aș} = \frac{l}{v_{aș}} \quad \text{și} \quad T_r = \frac{l}{v_r},$$

în care v_r este viteza de înapoiere rapidă. Pentru ca T_r să fie mai mic decît $T_{aș}$, trebuie ca v_r să fie mai mare decît $v_{aș}$, adică relația dintre cele două viteze se poate scrie ca fiind

$$v_r = k v_{aș},$$

în care coeficientul de proporționalitate k este supraunitar.

Ținînd seamă de acest coeficient, expresia productivității pe cursă dublă devine

$$Q_{că} = \frac{k}{k+1} \cdot \frac{v_{aș}}{l},$$

scoțînd în relief creșterea productivității la creșterea lui k (pentru $v_{aș}$ și l constante) (fig. 3.69). Dar în același timp se poate remarca creșterea din ce în ce mai mică a productivității la creșterea liniară a coeficientului k. Cum dublarea, triplarea, etc. a vitezei de înapoiere rapidă, în raport cu viteza din cursa de lucru ridică probleme dificil de rezolvat în ceea ce privește fenomenul dinamic de inversare a sensului mișcării (frînare, oprire, accelerare), mărimea coeficientului k este limitată de efectele acestui fenomen.

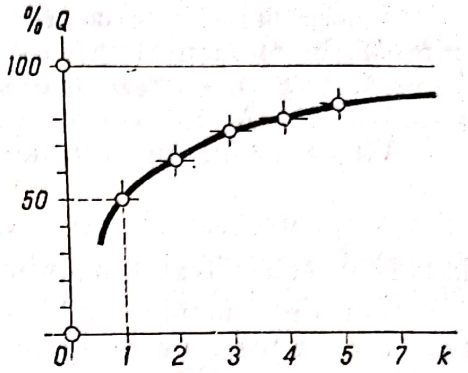


FIG. 3.69. Creșterea productivității la creșterea coeficientului k.

Expresia productivității pe cursă dublă mai scoate în evidență că, pentru aceeași viteză de așchiere, productivitatea scade, la creșterea cursei de așchiere, ceea ce ar impune, pentru îmbunătățirea productivității, creșterea coeficientului k o dată cu creșterea lui l, cerință dificil de realizat, după cum s-a menționat.

Un aspect aparte al mișcării rectilinii alternative este determinat de variabilitatea acesteia, impusă de faptul că la capetele de cursă, în momentul inversării sensului mișcării, viteza este nulă.

Variația vitezei pe durata unei curse depinde de tipul mecanismului de transformare a mișcării circulare în rectilinie, precum și de cel al mecanismului de inversare.

3.5. LANȚURI CINEMATICE PRINCIPALE MECANICE PENTRU MIȘCAREA RECTILINIE

3.5.1. Mecanisme cu autoinversare

În lanțurile cinematice principale mecanice, cu mișcare rectilinie, pentru transformarea mișcării circulare se folosesc ca mecanisme cu autoinversare, mecanismul cu bielă-manivelă și mecanismul cu culisă oscilantă.

a. **Mecanismul cu bielă-manivelă** este utilizat la unele mașini de mortezat, la ferăstraie cu lamă, la unele mașini de prelucrat dantura roților conice etc.

Se știe că pentru o viteză unghiulară ω constantă viteza pe traiectoria rectilinie a unei curse duble AB (fig. 3.70) variază după curba $AMBNA$, definită de expresia

$$v = \omega r \left(\sin \varphi + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \varphi \right),$$

în care variabila este unghiul φ, iar $\lambda = r/l$ este raportul dintre lungimea manivelei și aceea a bielei.

Viteza variază de la zero în A pînă la zero în B, trecînd printr-un maxim M, în momentul în care biela l este normală pe manivela r. La cursa inversă, diagrama vitezei este simetrică în raport cu axa AB, maximul vitezei avînd loc în N, în aceleași condiții ale poziției bielă-manivelă.

Viteza medie pe durata unei curse se exprimă prin

$$v_{med} = 0{,}637\ v_T,$$

în care v_T este viteza tangențială la capătul manivelei r.

Sînt de remarcat două aspecte ale folosirii acestui mecanism pentru realizarea vitezei de așchiere pe mașinile-unelte.

În primul rînd, faptul că viteza pe traiectoria rectilinie variază între zero și v_{max} nu permite realizarea condiției cerute de procesul de așchiere — viteză constantă de anumită mărime. Din această cauză, suprafața obținută printr-o astfel de prelucrare este neuniformă din punct de vedere al rugozității.

De altfel, în imediata apropiere a capetelor de cursă (în A și în B) viteza de așchiere fiind foarte mică, procesul de așchiere nu se poate produce.

Din această cauză, mărimea cursei l trebuie să fie mai mare decît lungimea l' a suprafeței pe care are loc procesul de așchiere (fig. 3.71). În acest caz, viteza de așchiere variază între o valoare minimă și una maximă determinată de curba $A'MB'$, variație mult mai mică decît în cazul precedent, ceea ce asigură condiții mai bune de realizare a procesului de așchiere.

Al doilea aspect se referă la productivitatea pe ciclul cinematic pe care o poate asigura un astfel de mecanism.

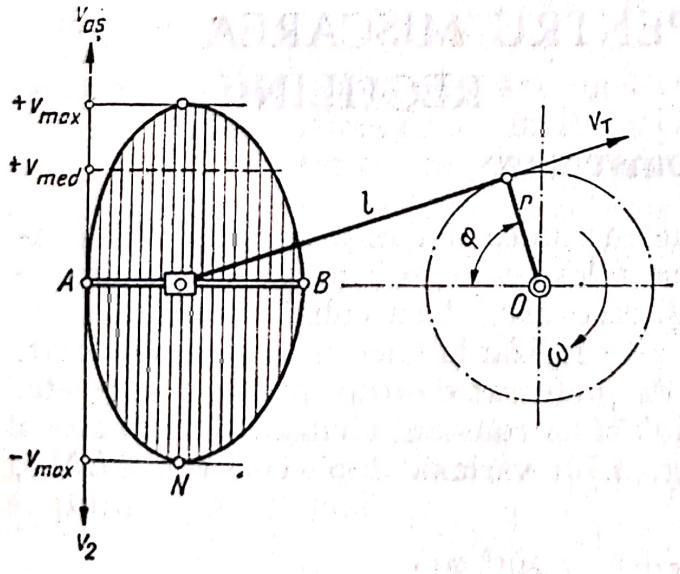


FIG. 3.70. Diagrama vitezei mecanismului cu bielă-manivelă.

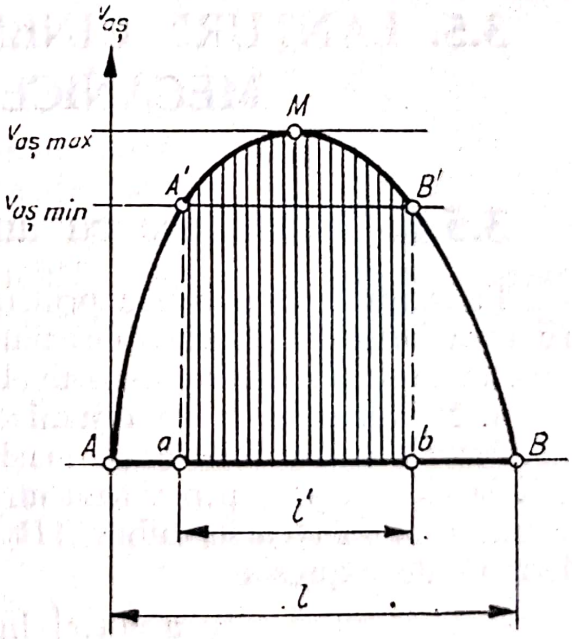


FIG. 3.71. Cursa utilă l' și variația vitezei pe aceasta la mecanismul cu bielă-manivelă.

În condițiile din fig. 3.70, timpul T_r, necesar cursei de înapoiere, este egal cu timpul $T_{aș}$ al cursei de lucru, deci coeficientul $k = 1$ (v. fig. 3.69), astfel că productivitatea pe ciclu cinematic se va scrie

$$Q_C = \frac{1}{T_{aș} + T_r} = \frac{1}{2T_{aș}},$$

adică ea este numai *jumătate* din productivitatea pe ciclul cinematic al mașinii. Ca urmare, un șeping, lucrînd în astfel de condiții, în 8 ore de lucru folosește numai 4 ore pentru procesul de așchiere, iar celelalte 4 ore pentru cursele de înapoiere, curse neproductive.

Dacă se ia în considerare cazul real, reprezentat în fig. 3.71, se vede că productivitatea este chiar mai mică de 50%, datorită porțiunilor de cursă de intrare Aa și de ieșire bB pe care nu are loc procesul de așchiere.

În scopul ameliorării caracteristicilor cinematice ale mecanismului bielă-manivelă, acesta este combinat cu alte mecanisme, cum este, de exemplu, cel din fig. 3.72, utilizat la unele mașini de mortezat dantura roților cilindrice cu cuțit-roată.

Mișcarea de rotație a manivelei r este transformată într-o mișcare de rotație oscilatorie, de unghi α, prin intermediul cremalierei și al pinionului cu care angrenează aceasta.

Cremaliera, prin oscilarea sa în jurul axului pinionului, introduce o mișcare de rotație suplimentară care se adaugă la una din curse și se scade la cealaltă, astfel încît timpul T_r, necesar cursei de înapoiere, devine mai mic decît timpul $T_{aș}$ al cursei de așchiere (și deci $k > 1$) și, ca urmare, productivitatea devine mai mare decît în cazul mecanismului clasic bielă-manivelă.

b. **Mecanismul cu culisă oscilantă.** În construcția șepingurilor acționate mecanic se folosește aproape exclusiv mecanismul cu culisă oscilantă (fig. 3.73).

Acestă constă dintr-o manivelă OA de mărime r reglabilă, dotată cu o mișcare de rotație ω_m, constantă ca mărime și sens. Butonul manivelei este solidar cu o piatră A care poate aluneca în ghidajele culisei K, articulată în O_1.

La o rotație a manivelei OA, capătul S al culisei descrie arcul de cerc SD de rază l_c în ambele sensuri, astfel că mișcarea circulară uniformă a manivelei de mărime ω_m este transformată într-o mișcare oscilatorie de viteză unghiulară ω_c care se exprimă prin

$$\omega_c = \omega_m \frac{\lambda(\lambda + \cos\varphi)}{1 + 2\lambda\cos\varphi + \lambda^2},$$

în care $\lambda = r/e$, r fiind raza manivelei iar e, distanța OO_1 dintre axa de rotație a manivelei și axa de oscilație a culisei.

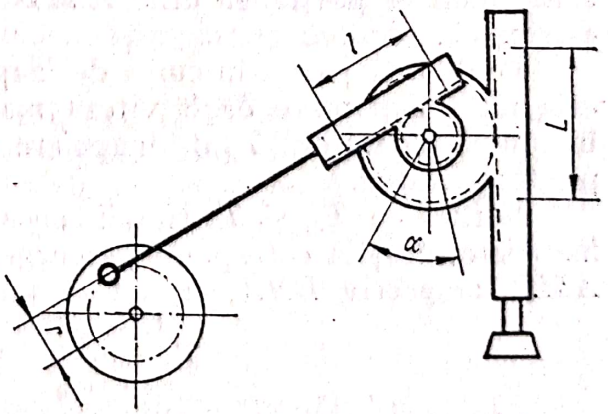


FIG. 3.72. Mecanism bielă-manivelă utilizat la unele mașini de mortezat roți dințate cu cuțit-roată.

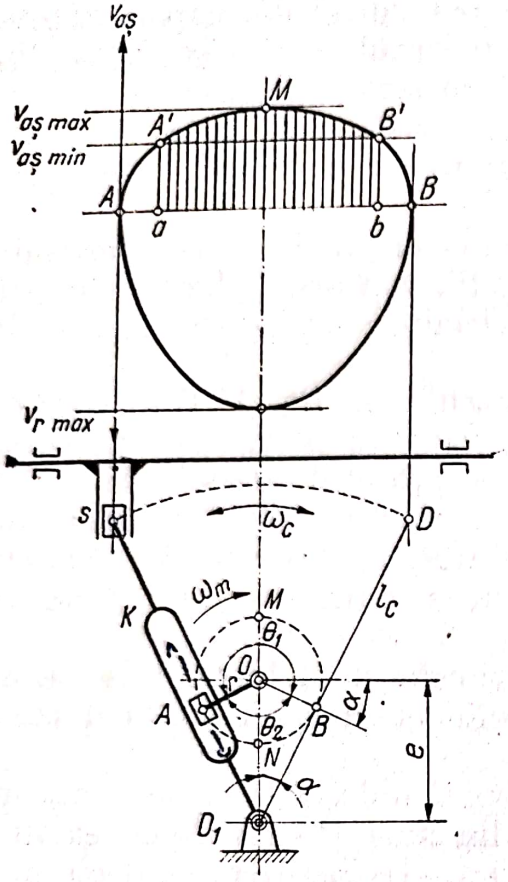


FIG. 3.73. Mecanism cu culisă oscilantă.

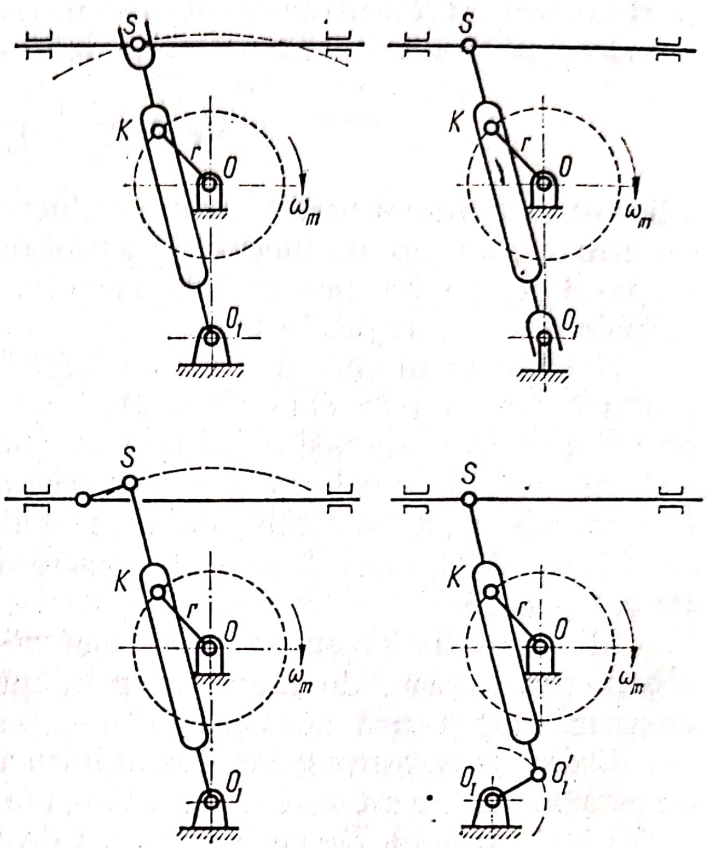


FIG. 3.74. Variante constructive de mecanisme cu culisă oscilantă.

Mișcarea oscilatorie a capătului S al culisei este transformată în mișcare rectilinie alternativă prin intermediul unei legături cu piatră și culisă ca în fig. 3.73, sau prin alte construcții reprezentate schematic în fig. 3.74.

Diagrama vitezei (v. fig. 3.73), în cursa de la A la B, este mult aplatizată în comparație cu diagrama vitezei mecanismului cu bielă-manivelă, astfel încît pe porțiunea utilă $A'MB'$ a diagramei variația vitezei de așchiere este mică.

Pe de altă parte, în cursa de înapoiere de la B la A, viteza maximă $v_{r\,max}$ este mult mai mare decît viteza maximă $v_{r\,max}$ din cursa de lucru, ceea ce înseamnă că timpul T_r de înapoiere este mult mai mic, influențînd pozitiv productivitatea.

Notînd cu $T_{aș}$ și T_r timpii necesari parcurgerii curselor de lucru și de înapoiere, aceștia corespund parcurgerii de către manivelă a arcului de cerc AMB, respectiv BNA, cu viteza unghiulară ω_m, deci

$$T_{aș} = \frac{\theta_1}{\omega_m} \quad \text{și} \quad T_r = \frac{\theta_2}{\omega_m}.$$

Raportul acestora fiind

$$\frac{T_r}{T_{aș}} = \frac{\theta_2}{\theta_1} = \frac{1}{k}.$$

rezultă că

$$T_r = \frac{\theta_2}{\theta_1} T_{aș}.$$

cum

$$\theta_1 = \pi + 2\alpha,$$

$$\theta_2 = \pi - 2\alpha.$$

urmează că

$$T_r = \frac{\pi - 2\alpha}{\pi + 2\alpha} T_{aș} = \frac{1}{k} T_{aș}.$$

productivitatea pe ciclu cinematic devine:

$$Q_C = \frac{1}{\left(1 + \frac{\pi - 2\alpha}{\pi + 2\alpha}\right) T_{aș}},$$

sau

$$Q_C = \frac{1}{2T_{aș}} + \frac{\alpha}{\pi T_{aș}},$$

adică productivitatea mecanismului cu culisă oscilantă este mai mare decît a celui cu bielă-manivelă, cu cantitatea $\alpha/\pi T_{aș}$, în care α este semiunghiul de oscilație a culisei oscilante, productivitatea care crește proporțional cu creșterea acestui unghi.

Deoarece din aceeași figură rezultă că

$$\sin \alpha = \frac{r}{e},$$

productivitatea pe care o poate asigura un astfel de mecanism va fi cu atît mai mare cu cît r, care este reglabil, va fi mai apropiat ca mărime de e care este o constantă constructivă.

Pentru un mecanism cu culisă oscilantă, dat, raza r a manivelei poate fi variată între limitele r_{max} și r_{min} pentru a asigura domeniul de curse determinat de limitele l_{max} și l_{min}. Ca urmare, cu cît mărimea cursei este mai mică, cu atît productivitatea scade, deoarece α se micșorează.

3.5.2. Mecanisme fără autoinversare

În lanțul cinematic principal al mașinilor-unelte, mecanismele mecanice folosite la transformarea mișcării circulare în rectilinie, fără autoinversare, sînt limitate la angrenajul cu pinion-cremalieră, melc-cremalieră și mai rar șurub-piuliță.

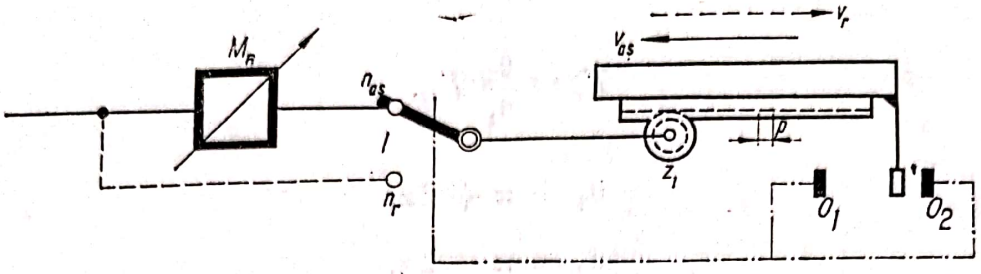


FIG. 3.75. Mecanism mecanic pentru mișcarea rectilinie alternativă, fără autoinversare.

Mecanismul cu pinion-cremalieră (fig. 3.75), pentru o turație a pinionului de rază R_p, realizează la cercul primitiv al acestuia o viteză tangențială

$$v = \frac{2\pi R_p n}{1\,000} \text{ [m/min]},$$

care este în același timp viteza de deplasare a cremalierei și a mesei mașinii, deci este viteza de așchiere $v_{aș}$.

Înlocuind raza R_p prin expresia $mz_1/2$ în care m este modulul danturii, iar z_1 numărul de dinți al pinionului, rezultă

$$v_{aș} = \frac{\pi m z_1 n}{1\,000}$$

sau încă

$$v_{aș} = \frac{p z_1 n}{1\,000},$$

dacă se ia în considerare că produsul π_m reprezintă pasul p al danturii.

Pentru cursa de lucru, n este turația n_{ur} asigurată de cutia de viteze C_V, și, ca urmare, viteza v este viteza de așchiere $v_{aș}$.

În cursa de înapoiere, turația $n = n_r$ — turația rapidă — este obținută prin deplasarea inversorului I pe lanțul cinematic pentru mișcarea rapidă. În acest caz, viteza v este viteza rapidă v_r.

Mecanismul de inversare I este un cuplaj, de obicei electromagnetic comandat de contactorii O_1 și O_2, contactori acționați la capetele de cursă de însăși masa mașinii-unelte.

La rabotezele mici și mijlocii, turațiile $n_{aș}$ se obțin prin intermediul unei cutii de viteze, ca în fig. 3.75, iar turația rapidă n_r, printr-un lanț cinematic auxiliar, care ocolește cutia de viteze.

În cazul în care mecanismul de transformare a mișcării circulare în rectilinie este un melc-cremalieră sau șurub-piuliță, viteza se exprimă prin aceeași formulă ca și în cazul mecanismului cu pinion cremalieră în care z_1 reprezintă numărul de începuturi al filetului melcului sau al șurubului.

Scanned with OKEN Scanner

Ecuația vitezei de așchiere reprezintă însăși ecuația de transfer a mecanismului în cauză, raportul de transfer fiind.

$$i = \frac{pz_1}{1\,000} = \frac{v_{aș}}{n_{aș}}.$$

Cum atît p și z_1 sînt constante, și raportul de transfer este constant și, ca urmare, capacitatea de reglare a acestor mecanisme este egală cu unitatea.

3.6. LANȚURI CINEMATICE PRINCIPALE, HIDRAULICE PENTRU MIȘCAREA RECTILINIE

3.6.1. Caracteristici specifice

Sistemele hidraulice posedă un număr de calități, în ceea ce privește realizarea mișcării pe traiectorii rectilinii, în comparație cu sistemele mecanice, dintre care se citează:

— viteză constantă pe toată lungimea cursei;
— posibilitatea de reglare continuă a vitezei;
— inversarea ușoară a sensului mișcării;
— lipsa mecanismului de transformare a mișcării circulare în mișcare rectilinie, aceasta fiind realizată direct de către motorul hidraulic cilindru-piston;
— posibilitatea de telecomandare a diferitelor mecanisme hidraulice, printre care și cele pentru reglarea vitezei și inversarea sensului acesteia.

Sistemele hidraulice prezintă și unele dezavantaje ca:

— variația vitezei, la variația efortului de așchiere, precum și la variația temperaturii, datorită variației vîscozității uleiului;
— dificultatea stabilirei cauzelor defecțiunilor, deoarece acestea nu se pot ușor depista la sistemul hidraulic în repaus.

Cu toate aceste dificultăți, sistemele hidraulice pentru mișcarea rectilinie capătă pe zi ce trece o mai largă utilizare în acționarea mașinilor-unelte, în special însă pentru lanțurile cinematice de avans și auxiliare.

În lanțurile cinematice principale, acționarea hidraulică pentru mișcarea rectilinie este oarecum redusă, în raport cu mișcarea circulară, datorită numărului redus de genuri de mașini-unelte cu mișcare principală rectilinie: raboteze, șepinguri, morteze, mașini de broșat și încă cîteva.

Totuși, faptul că sistemele hidraulice pot realiza cu ușurință inversarea sensului mișcării la viteze relativ mari, în timp minim și cu fenomene dinamice ce pot fi mai ușor stăpînite și atenuate, decît în cazul mecanismelor mecanice, le fac în totul indicate în acționarea mașinilor-unelte citate.

Scanned with OKEN Scanner

3.6.2. Structură

Un sistem hidraulic pentru obținerea mișcării principale pe traiectorii rectilinii, are o structură relativ simplă (fig. 3.76), dacă nu ne referim și la mișcarea de înapoiere cu viteză rapidă.

Motorul electric asincron M antrenează o pompă cu debit variabil P_{DV}, cu palete sau cu pistonașe, al cărui debit este trimis motorului hidraulic cilindru-piston M_H.

Oprirea și inversarea sensului mișcării este comandată de însăși masa mașinii, prin limitatorii de cursă O_1 și O_2 care, printr-un sistem hidraulic sau electrohidraulic, acționează asupra pompei, a cărei circulație de ulei poate fi ușor inversată, obținîndu-se astfel și inversarea sensului de mișcare a motorului hidraulic.

3.6.3. Cinematica pompelor și motoarelor hidraulice folosite în lanțurile cinematice principale

În lanțurile cinematice principale hidraulice se folosesc pompe hidraulice cu debit variabil, care pe lîngă proprietatea citată, de a putea obține comod inversarea sensului de circulație a uleiului, mai au și calitatea de a asigura o presiune relativ mare, ceea ce este necesar pentru învingerea efortului de așchiere, cu motoare hidraulice de gabarit relativ redus.

Motorul hidraulic pentru mișcarea rectilinie, este cel cu cilindru-piston, constructiv, relativ simplu.

a. **Pompe hidraulice.** Pompele cu debit variabil derivă din pompele cu debit constant, avînd o construcție identică, ele putîndu-se grupa în:

— pompe cu palete;

— pompe cu pistonașe.

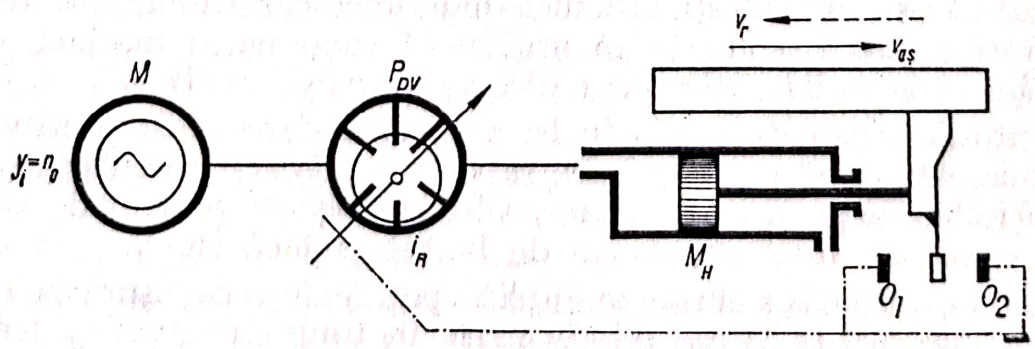


FIG. 3.76. Sistem hidraulic pentru mișcarea rectilinie alternativă, cu pompă cu debit variabil.

Pompele cu palete se pot subdivide în două grupe: cu simplă și cu dublă acțiune. Pompa cu simplă acțiune (fig. 3.77) constă dintr-o carcasă *1*, un rotor *2* și un număr impar de palete *3*. Rotorul este excentric în raport cu carcasa (excentricitatea *e*). Datorită forței centrifuge (și unor ghidaje din carcasă), paletele urmăresc conturul carcasei, creînd astfel compartimente care transportă uleiul din camera de aspirație *A* spre camera de refulare *R*.

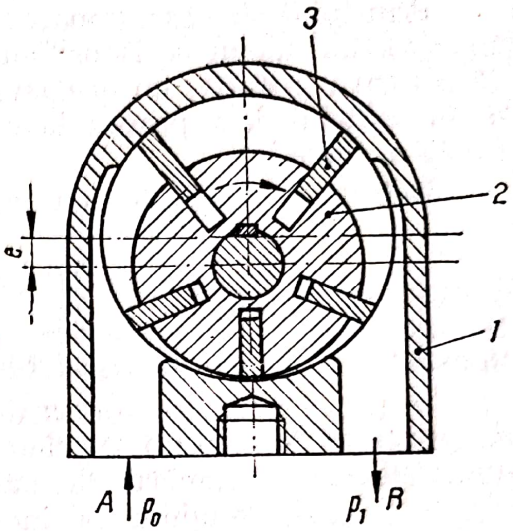


FIG. 3.77. Pompă cu palete, cu simplă acțiune.

Debitul pompei cu palete este exprimat prin

$$Q_P = 2\,\pi(BD + 4bd)\,en_0,$$

în care: B este lățimea paletei;
D — diametrul interior al caracasei;
b și d — dimensiunile elementelor de ghidare ale paletelor.

Pompele cu simplă acțiune pot debita uleiul pînă la presiuni de 15—20 kgf/cm² și se construiesc pentru debite cuprinse între 5 și 150 l/min.

Pompele cu dublă acțiune (fig. 3.78) constau de asemenea dintr-o carcasă un rotor și un număr oarecare de palete. Interiorul carcasei nu este circular, ci are o formă ovală, rezultată din racordarea a patru arce de cerc de raze r_1 și r_2 diferite.

Pompa posedă două orificii A_1 și A_2 de aspirație și două orificii R_1 și R_2 de refulare, dispuse ca în fig. 3.78.

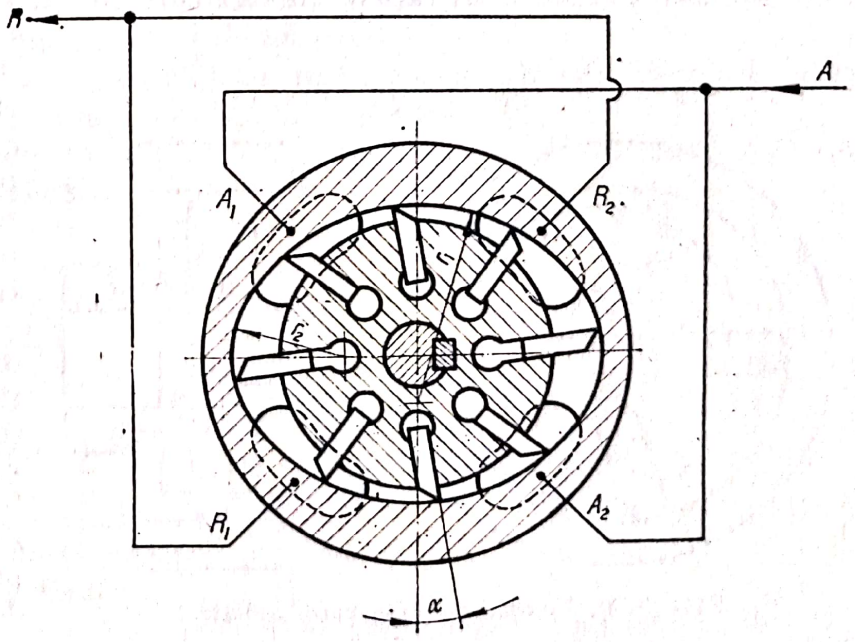


FIG. 3.78. Pompă cu palete, cu dublă acțiune.

Principiul de funcționare este același, compartimentele dintre palete transportînd uleiul de la orificiile de aspirație la cele de refulare. Faptul că pentru o rotație, un același compartiment transportă de două ori uleiul de la orificiul de aspirație la cel de refulare, le face să fie denumite „cu dublă acțiune".

Debitul se determină cu expresia

$$Q_P = 2B\left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)\,bz}{\cos\alpha}\right]n_0,$$

în care: B este lățimea paletei;

r_1 și r_2 — razele conturului interior;
b — grosimea paletei;
z — numărul de palete;
α — unghiul de înclinare a paletei;
n_0 — turația rotorului.

Pompele cu dublă acțiune pot debita uleiul sub presiuni pînă la 60—70 kgf/cm² și se construiesc pentru debite între 5 și 200 l/min. Debitul lor nu poate fi reglat, din care cauză au o utilizare restrînsă.

Pompele cu pistonașe. După poziția pistonașelor în raport cu axa, aceste pompe se grupează în:

— pompe cu pistonașe radiale;
— pompe cu pistonașe axiale.

Pompa cu pistonașe radiale (fig. 3.79) constă ca și pompa cu palete dintr-o carcasă *1* și un rotor *2*, dar în rotor, în locul paletelor, se află un număr impar de găuri cilindrice în care se află cîte un pistonaș *3*. Axul *4*, pe care se rotește rotorul, este excentric în raport cu axa carcasei și, în plus, are două canale axiale care leagă camerele de aspirație și de refulare A și R pe de o parte cu exteriorul, iar pe de altă parte cu cilindrii din rotor. Axul *4* este fix, rotorul fiind antrenat printr-un ax tubular *5*.

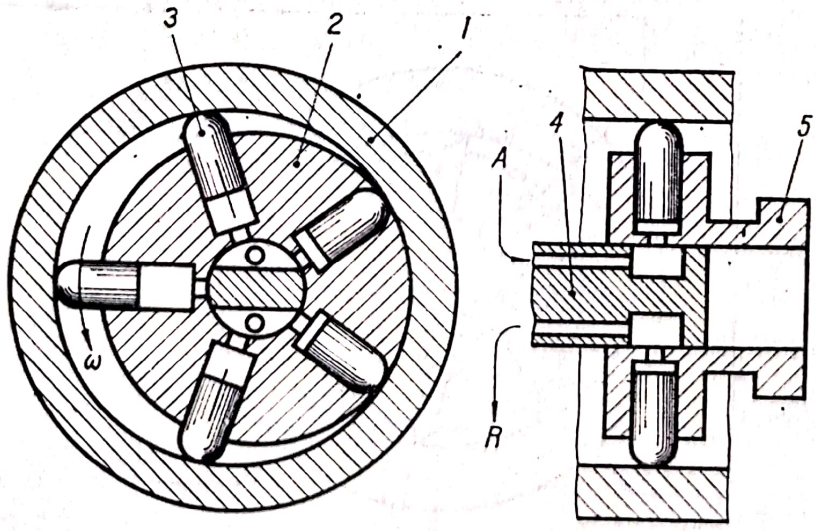


FIG. 3.79. Pompă cu pistonașe radiale.

Datorită unui ghidaj, concentric, interiorului camerei carcasei (neprezentat în fig. 3.79), la o rotație a rotorului, fiecare pistonaș efectuează o cursă dublă: de aspirație din camera A și de refulare în camera R.

Debitul se exprimă prin

$$Q_P = \frac{\pi d^2}{2} ezn_0,$$

în care d este diametrul pistonașului;
e — excentricitatea;
z — numărul de pistonașe;
n_0 — turația rotorului.

Datorită posibilității de a realiza o etanșare mai bună între piston și cilindru, decît în cazul pompelor cu palete, pompele cu pistonașe lucrează curent la presiuni de 60—70 kgf/cm², putînd ajunge pînă la presiuni de 300 kgf/cm².

Pompele cu pistonașe axiale se construiesc în numeroase variante, cu blocul B de cilindri-pistonașe rotativ (fig. 3.80) sau fix, caz în care distribuitorul D este rotativ.

Datorită planului înclinat, determinat de suprafața rulmentului din dreapta și a forței arcurilor interioare, pistonașele efectuează o cursă dublă la o rotație completă, realizînd absorbția uleiului în A și refularea acestuia în R.

În locul arcurilor care deplasează pistoanele spre dreapta (deci la aspirație), multe construcții au o legătură cardanică între piston și piesa înclinată, corespunzătoare rulmentului din figura de mai sus.

Debitul acestor pompe este dat de expresia

$$Q_P = \frac{\pi d^2}{2} Rzn_0 \sin \alpha,$$

în care: d este diametrul pistonașului;
R — raza cercului din planul înclinat;
z — numărul de pistonașe;
n_0 — turația de antrenare a pompei;
α — unghiul de înclinare a planului.

Presiunile de lucru ale pompelor cu pistonașe axiale sînt cuprinse între 50 și 70 kgf/cm², putînd ajunge și pînă la 350 kgf/cm².

Pompele cu debit variabil derivă din pompele cu debit constant care au un parametru asupra căruia se poate ușor acționa. Astfel de parametri sînt excentricitatea e și unghiul α. Ca urmare, pompele cu debit variabil sînt:

— pompe cu palete, cu simplu efect;

— pompe cu pistonașe radiale;

— pompe cu pistonașe axiale, la primele putîndu-se varia excentricitatea, iar la ultimele — unghiul α.

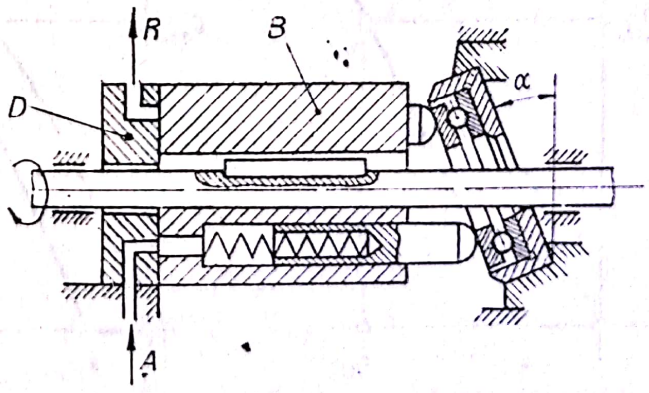


FIG. 3.80. Pompă cu pistonașe axiale.

Scanned with OKEN Scanner

Expresiile debitului acestor pompe sînt aceleași ca și ale pompelor cu debit constant, avînd însă în vedere că e, respectiv α, sînt variabile și pot fi scrise sub forma

$$Q_P = Cen_0,$$

respectiv

$$Q_P = C \sin \alpha n_0,$$

sau, în general, notînd prin ψ parametrul variabil

$$Q_P = K\psi n_0,$$

care reprezintă ecuația generală a tuturor pompelor.

Această expresie este în același timp ecuația de transfer a pompelor considerate, din punct de vedere funcțional, ca un mecanism. În adevăr, $Q_P = x_e$, iar $n_0 = x_i$ și, ca urmare, raportul de transfer este

$$i = \frac{x_e}{x_i} = \frac{Q_P}{n_0} K\psi,$$

în care ψ este constant, pentru pompele cu debit constant, și variabil (egal cu e sau cu $\sin \alpha$) pentru pompele cu debit variabil.

Variația debitului de ulei este liniară în cazul pompelor cu excentricitate (fig. 3.81), iar în cel de al doilea caz — sinusoidală. Curbele marcate prin T reprezintă diagramele teoretice. Diagramele reale, marcate prin R sînt similare, însă decalate, datorită faptului că, pentru valorile mici ale parametrului reglabil, pierderile de debit în interiorul pompelor este mai mare decît debitul corespunzător parametrului în cauză.

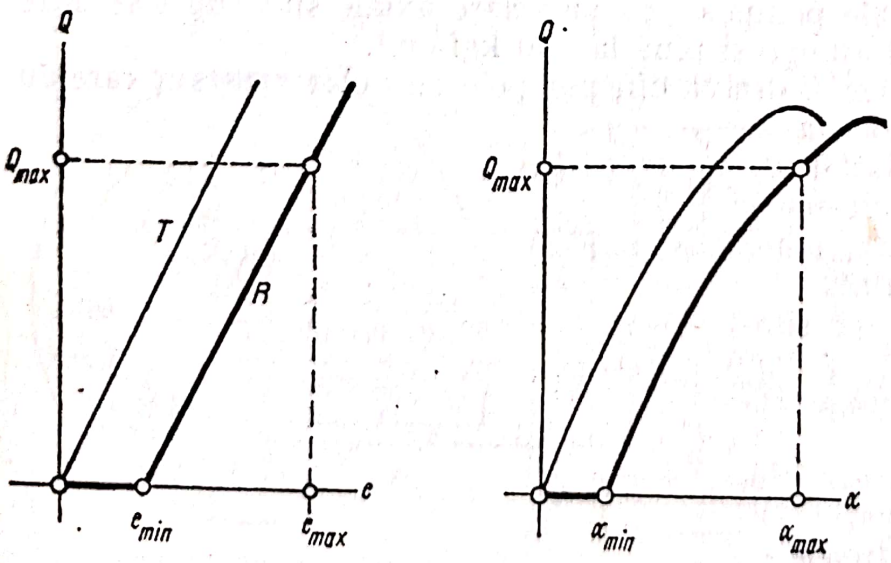


FIG. 3.81. Variația debitului de ulei la pompele cu debit reglabil.

Ca urmare, capacitatea de variație a debitului este determinată de raportul acestor parametri extremi, care, pentru cazul general, se poate scrie

$$C_Q = \frac{\psi_{max}}{\psi_{min}} C\psi.$$

În genere, capacitatea de reglare $C_Q = 4 \ldots 5$.

b. **Motoare hidraulice.** Motoarele hidraulice pot fi cu miș-

care de rotație sau rectilinie. Motoarele hidraulice cu mișcare de rotație se folosesc și în unele lanțuri cinematice hidromecanice cu mișcare rectilinie.

Motoarele hidraulice cu mișcare de rotație sînt întrutotul identice pompelor hidraulice, deoarece la oricare pompă dacă se introduce ulei sub presiune, pompa se pune în mișcare de rotație.

Ecuația de transfer a pompei fiind

$$Q_P = K\psi n_0,$$

în care $Q_P = x_e$ și $n_0 = x_i$; dacă pompa lucrează ca motor, atunci rezultă:

$$x_i = Q_P \quad \text{și} \quad x_e = n_0$$

și deci ecuația de transfer a motorului hidraulic rotativ va fi

$$n_0 = \frac{1}{K\psi} Q_P.$$

Dacă se ține seamă de randamentul hidraulic, atunci în loc de Q_P, pentru debitul pe care îl primește motorul hidraulic, se va folosi expresia

$$Q_M = Q_P \eta_H,$$

expresia precedentă devenind

$$n_0 = \frac{1}{K\psi} Q_M.$$

Motoarele hidraulice, ca și pompele din care provin, pot fi cu turație constantă sau cu turație reglabilă, după cum parametrul ψ se poate sau nu se poate regla. Ca urmare, motoarele hidraulice cu palete cu dublu efect au o turație constantă, nereglabilă.

Celelalte motoare hidraulice rotative, cu palete și cu simplu efect, ca și cele cu pistonașe, au o largă utilizare în construcția de mașini-unelte.

Pentru un debit Q_M constant, furnizat motorului hidraulic rotativ, turația sa poate fi variată acționînd asupra parametrului variabil ψ, ceea ce conduce la o variație hiperbolică (fig. 3.82 curba ψ). Dacă motorul hidraulic nu are parametrul ψ reglabil, turația sa poate fi variată, acționînd asupra debitului Q_M pe care îl primește. În acest caz, variația turației este liniară (v. fig. 3.82, dreapta Q_M).

Diagrama din fig. 3.82 este teoretică. Diagrama reală, pentru ultimul caz, are aspectul celei din fig. 3.81, iar pentru cazul ψ variabil, pentru $\psi = 0$, n_0 nu devine infinit,

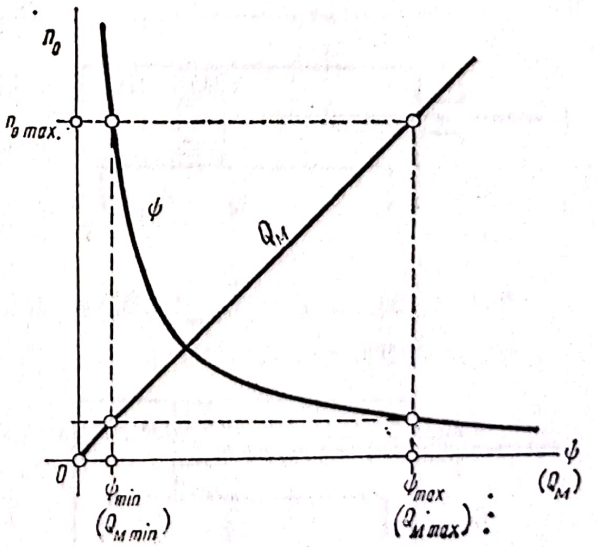


FIG. 3.82. Reglarea turației motoarelor hidraulice rotative.

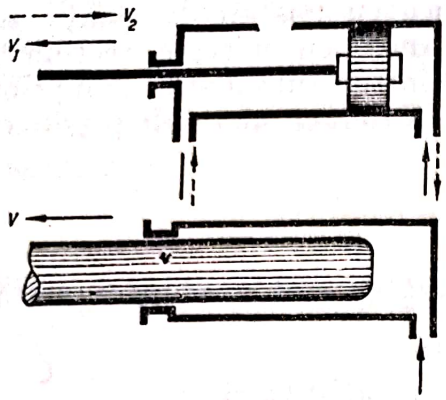


FIG. 3.83. Motoare hidraulice cu mișcare rectilinie cu tije (sus) și cu piston plonjor (jos).

ci devine zero, curba după n_{0max} căzînd brusc spre zero. Explicația constă în faptul că în ambele cazuri, datorită pierderilor mari de ulei, la debite mici, presiunea, și deci momentul motor, scade spre zero.

Motoarele hidraulice cu mișcare rectilinie sînt cele mai simple motoare hidraulice, constînd dintr-un cilindru și un piston, însă au o foarte largă utilizare în construcția de mașini-unelte, pentru realizarea mișcării pe traiectorii rectilinii, precum și în alte lanțuri cinematice unde se cere o astfel de mișcare.

Se deosebesc două clase de motoare hidraulice cu mișcare rectilinie:

— cu tijă;
— cu piston ponjor.

Motoarele cu tijă (fig. 3.83) pot realiza mișcarea în ambele sensuri în, timp ce motoarele cu piston plonjor nu pot realiza mișcarea decît într-un singur sens.

Din punct de vedere constructiv și cinematic în același timp, motoarele rectilinii cu cilindru-piston se pot grupa în (fig. 3.84, *a* și *b*):

— cu o tijă;
— cu două tije

și în motoare avînd (fig. 3.84, *c* și *d*):

— tijă subțire;
— tijă groasă.

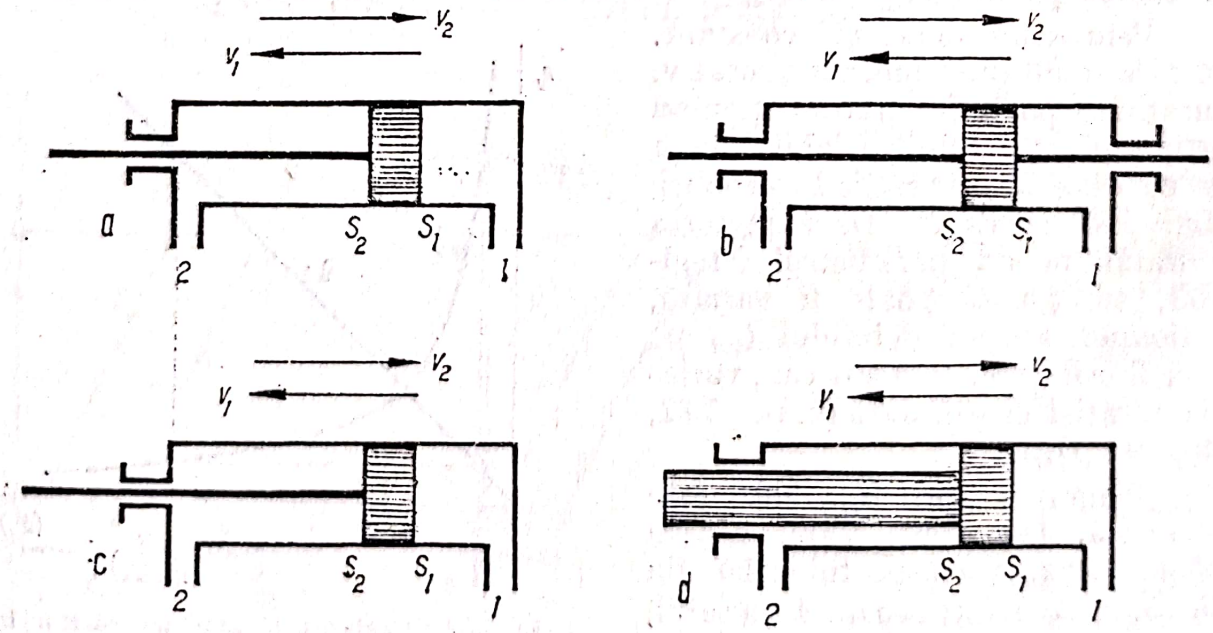


FIG. 3.84. Diferite tipuri de motoare cu mișcare rectilinie.

Există combinații între mai mulți cilindri (fig. 3.85), dispuși paralel sau concentric, după cum pot exista combinații între motoarele cu tije și cele cu piston plonjor. Aceste combinații au utilizări curente în sistemele hidraulice pentru obținerea mișcării principale, determinate de obținerea unei viteze de înapoiere rapidă cît mai mare.

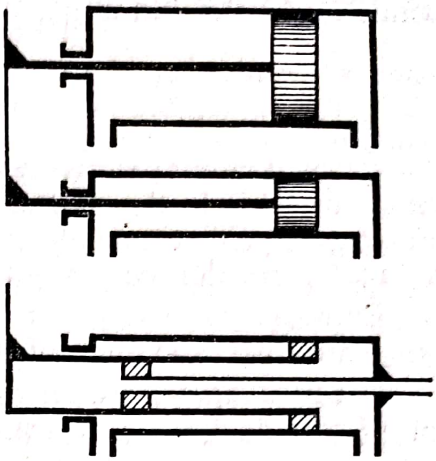


FIG. 3.85. Motoare cu mișcare rectilinie, combinate.

Viteza motoarelor cu mișcare rectilinie. Viteza de deplasare a pistonului, în raport cu cilindrul, este dată de expresia

$$v = \frac{Q}{S}.$$

în care Q este debitul, iar S — suprafața activă a pistonului, suprafață care rezultă ca diferență dintre secțiunea S_C a cilindrului și secțiunea S_T a tijei pistonului.

Ca urmare, faptul că pistonul are o singură tijă sau două (fig. 3.84, *a* și *b*), rezultă că vitezele în cele două sensuri sînt diferite sau egale. Diferența dintre viteze poate fi mai mică sau mai mare, după cum tija este mai subțire sau mai groasă (fig. 3.84, *c* și *d*). Aceste proprietăți ale motoarelor hidraulice cu mișcare rectilinie sînt importante, în ceea ce privește realizarea ciclurilor de lucru și a automaticii mașinii-unelte, din care cauză ele vor fi luate în considerare în capitolele respective.

Motorul hidraulic, considerat funcțional ca mecanism, are ca mărime de intrare $x_i = Q$, debitul, iar ca mărime de ieșire $x_e = v$, viteza de deplasare a tijei și, ca urmare, a organului solidarizat de acesta.

Ca urmare, expresia vitezei

$$v = \frac{1}{S} Q$$

este însăși ecuația de transfer a acestui motor, iar

$$\frac{1}{S} = \frac{v}{Q} = i$$

este raportul de transfer al său.

3.6.4. Reglarea și stabilitatea vitezei de așchiere pe traiectorii rectilinii

Expresia vitezei de așchiere, în cazul motorului piston-cilindru fiind

$$v_{aș} = \frac{Q_P}{S},$$

în care Q_P este debitul pompei reglabile,

$$Q_P = C\psi n_0$$

trimis motorului hidraulic, rezultă că

$$v_{aș} = \frac{C\psi n_0}{S}.$$

Întrucît numai ψ este variabil, reglarea vitezei de așchiere este posibilă numai în limitele de reglare a acestui parametru, care reprezintă excentricitatea pompelor cu palete și a celor cu pistonașe radiale sau mărimea sin α în cazul pompelor cu pistonașe axiale.

Expresia de mai sus a vitezei este teoretică și constantă, întrucît nu ține seama de randamentul hidraulic al pompei și de cel al motorului.

Datorită unei presiuni de lucru p, determinată de suma forțelor rezistente (forța de așchiere, frecarea în ghidaje, frecarea în motorul hidraulic etc.)

$$pS = F,$$

rezultă o anumită scăpare de ulei în pompă și în motorul hidraulic care face ca debitul Q_M, primit de motor, să fie mai mic decît debitul Q_P, determinat de mărimea lui ψ. În afară de această situație, care determină randamentul ansamblului pompă-motor, pentru ψ constant orice variație a forței de așchiere duce la o variație a presiunii

$$p = \frac{F}{S}$$

și, ca urmare, la o variație a scăpărilor interne de ulei. Deci, debitul Q_M, primit de motorul hidraulic, variază cînd F variază și anume se micșorează cînd F crește și invers, ceea ce are ca urmare variația vitezei de așchiere în același sens.

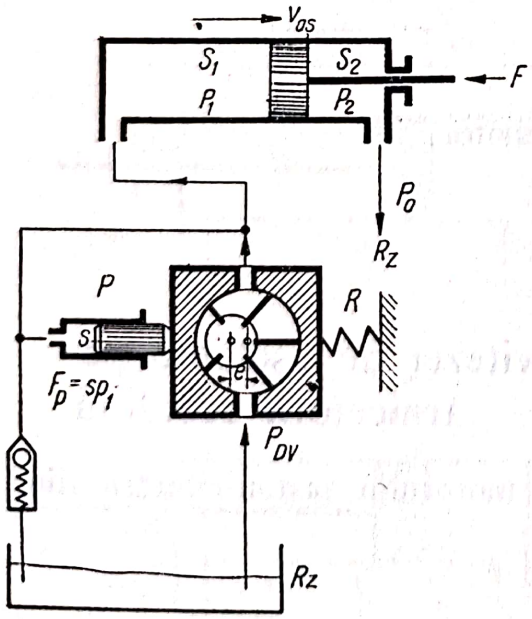


FIG. 3.86. Reglarea vitezei într-un sistem hidraulic cu pompă cu debit variabil.

Variația vitezei de așchiere, fiind nedorită în procesul de așchiere, se folosește în acest scop un sistem de control și de reglare a debitului pompei pentru menținerea constantă a vitezei de așchiere la mărimea aleasă.

Plecînd de la egalitatea

$$p_1S_1 = F + p_2S_2,$$

în care (fig. 3.86) p_1 și p_2 sînt presiunile pe cele două fețe S_1 și S_2 ale pistonului rezultă că

$$p_1 = \frac{F}{S_1} + p_2\frac{S_2}{S_1}.$$

În cazul în care evacuarea se face direct în rezervor (ca în fig. 3.86) atunci

$p_2 = p_0$, presiunea atmosferică. Ca urmare, variația lui p_1 (și deci și a vitezei de așchiere) depinde numai de variația lui F.

Creîndu-se o contrapresiune p_2 artificială, de exemplu prin introducerea unei supape pe conducta de refulare, apare în expresia lui p_1 și termenul $p_2 S_2/S_1$ constant care atenuează în oarecare măsură variația lui p_1 la variația lui F. Dar această metodă necesită utilizarea de presiuni p_1 foarte mari, ceea ce, din multe puncte de vedere, este prohibitiv.

În mod normal, se folosește sistemul arătat în fig. 4.86, în care, carcasa pompei cu debit variabil se află pe de o parte sub acțiunea forței F_R a arcului R, iar pe de altă parte sub acțiunea forței F_P a pistonașului din stînga, astfel că pentru o excentricitate e și o presiune p_1, date, există echilibrul dat de egalitatea

$$F_P = F_R.$$

La variația lui p_1, de exemplu la creșterea sa, F_P crește și deplasează carcasa spre dreapta, mărind excentricitatea e, deci debitul pompei, ceea ce are ca urmare compensarea pierderilor de debit și deci readucerea vitezei de așchiere la valoarea inițială.

3.7. LANȚURI CINEMATICE PRINCIPALE HIDRO ȘI ELECTROMECANICE

3.7.1. Lanțuri cinematice principale hidromecanice pentru mișcarea rectilinie

Structural, acestea constau dintr-un variator hidraulic (fig. 3.87) cu pompă și motor de același tip (cu palete sau cu pistonașe), care permite obținerea unui domeniu de turații $n_{aș\,max} \dots n_{aș\,min}$. Mișcarea de la axul motorului hidraulic, rotativ este transformată în mișcare de translație printr-un mecanism pinion-cremalieră sau melc-cremalieră.

Reglarea mărimii vitezei de așchiere se obține acționînd asupra excentricității e_2 a motorului, curba de variație a turației sale fiind hiperbolică (fig. 3.88).

Inversarea sensului de rotație al motorului hidraulic se obține acționînd asupra excentricității e_1 a pompei (v. fig. 3.87), care din pozitivă devenind negativă, asigură inversarea sensului de circulație a uleiului.

Inversarea prin pompă, face ca turația motorului hidraulic să treacă prin zero, la schimbarea sensului, ceea ce asigură o inversare liniștită.

Sistemele hidromecanice, ca și variatorii hidraulici de turație, au o utilizare restrînsă în construcția de mașini-unelte, datorită capacității mici de reglare.

Scanned with OKEN Scanner

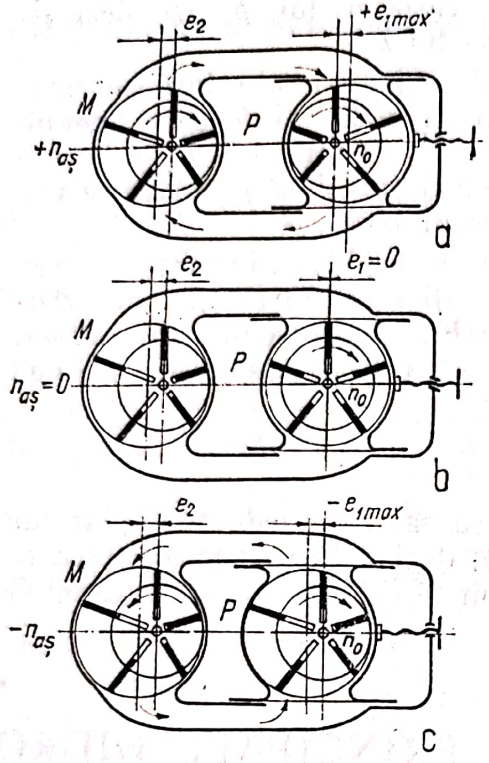


FIG. 3.87. Schema unui variator de turații hidraulic:

a — rotire la dreapta; *b* — rotire nulă; *c* — rotire la stînga; *M* — motor; *P* — pompă.

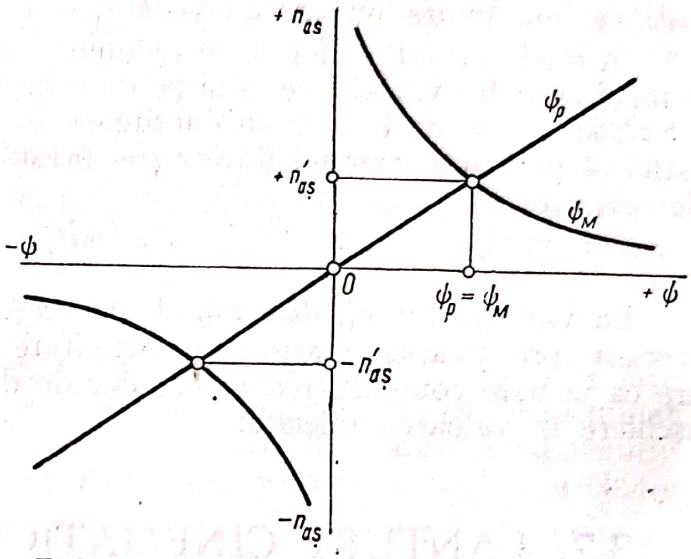


FIG. 3.88. Diagrama variației turației unui variator hidraulic.

3.7.2. Lanțuri cinematice principale electromecanice

Mașinile-unelte grele, cu mișcare principală rectilinie, ca rabotezele, folosesc, aproape în exclusivitate, acționarea electromecanică care prezintă numeroase calități, pe lîngă comoditatea inversării, de exemplu ușurința automatizării ciclului de lucru și, în special, funcționarea sistemului electric cu recuperare de energie la frînare pentru inversarea sensului.

În astfel de lanțuri cinematice, se folosesc grupuri Ward-Leonard sau sistemele cu amplidină, descrise în cap. 3.3.4, a căror mișcare de rotație este transformată în mișcare rectilinie prin mecanisme cu pinion-cremalieră sau melc-cremalieră.

Scanned with OKEN Scanner

4. LANȚURI CINEMATICE DE AVANS

4.1. CARACTERISTICILE LANȚULUI CINEMATIC DE AVANS

4.1.1. Avansul și procesul de așchiere

a. **Ciclul tehnologic.** Procesul de așchiere necesită inițial poziționarea sculei în raport cu piesa pentru obținerea adîncimii de așchiere t și a avansului de așchiere s (fig. 4.1), urmată de deplasarea sculei, în raport cu piesa, cu viteza de așchiere $v_{aș}$ pe traiectoria directoare.

Procesul de așchiere, durează atîta timp cît condițiile menționate sînt îndeplinite, adică pe durata de timp necesară muchiei așchietoare să parcurgă lungimea u a directoarei, timp rezultat din expresia

$$T_{aș} = \frac{u}{v_{aș}}.$$

Procesul de așchiere, și deci și cel de generare a suprafeței, este terminat dacă generatoarea materializată prin muchia așchietoare a sculei are mărimea generatoarei suprafeței. În caz contrar, muchia așchietoare a sculei este o generatoare elementară G_E care, pentru a genera suprafața, trebuie să se deplaseze pe generatoarea G a ei.

Pentru a se realiza această deplasare, scula trebuie readusă în poziția inițială și repoziționată în lungul generatoarei G, pentru asigurarea unui nou avans s, după care procesul de așchiere, poate reîncepe.

Generarea întregii suprafețe de lățime b va necesita un număr oarecare de repoziționări a sculei și de repetare a tuturor fazelor necesare producerii procesului de așchiere.

Ca urmare, pentru generarea unei suprafețe în cazul generatoarei cinematice, *procesul de așchiere se produce periodic*, după un ciclu bine determinat care constă din trei faze distincte și anume, faza de:

— așchiere;
— înapoiere;
— poziționare a sculei.

Totalitatea acestor trei faze, formează *ciclul tehnologic de așchiere.*

Fiecare fază are loc într-un anumit timp $T_{aș}$, t_r și t_p, a căror sumă determină timpul T_{CT} al ciclului tehnologic de așchiere.

Cei trei timpi componenți ai ciclului tehnologic depind de parametri diferiți. Astfel, timpul de așchiere $T_{aș}$, după cum s-a arătat, depinde de lungimea de așchiere u pe directoare și de viteza de așchiere $v_{aș}$, pe cînd timpul de înapoiere t_r depinde evident de aceeași lungime de așchiere u și de o viteză de înapoiere v_r, denumită și viteză rapidă, fiind mai mare decît $v_{aș}$, vi-

Scanned with OKEN Scanner

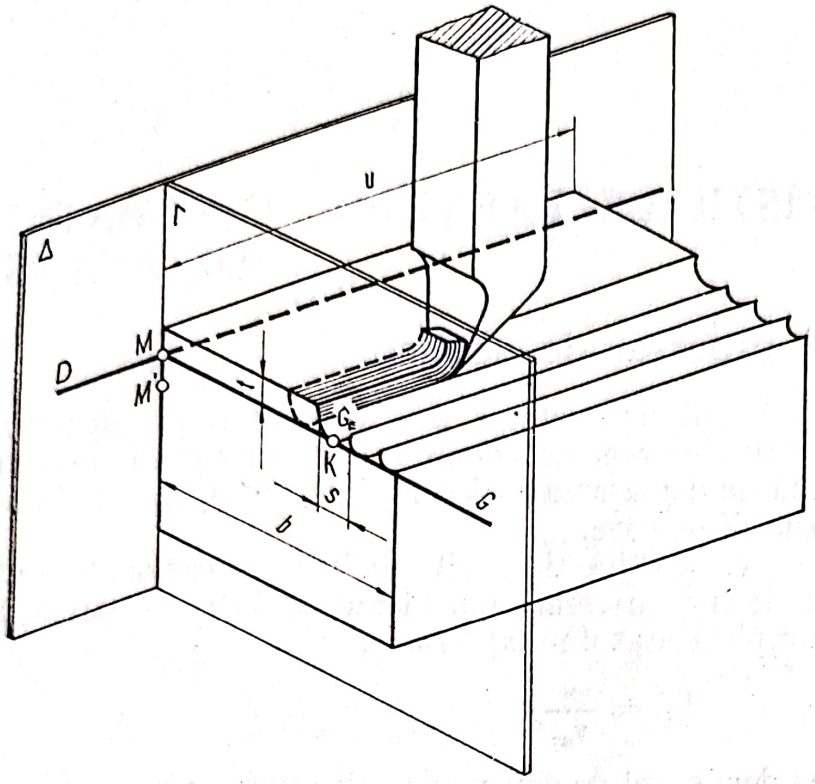


FIG. 4.1. Generarea suprafeței la rabotare cu generatoare elementare.

teză a cărei mărime nu este condiționată de procesul de așchiere. Timpul t_p de poziționare este determinat de mărimea deplasării relative dintre sculă și piesă, de la una din poziții la următoarea, adică de mărimea s a avansului și de viteza de avans w cu care se face această deplasare.

Viteza de înapoiere rapidă v_r și cea de avans w depind, la rîndul lor, de modul de funcționare al mecanismelor care asigură realizarea mișcărilor respective și, ca urmare, ele pot avea diverse mărimi și pot fi variabile sau constante, ele neinfluențînd procesul de așchiere.

În cazuri particulare, cînd traiectoria directoare este o curbă închisă, de exemplu la strunjire (fig. 4.2), nu mai este necesară faza de înapoiere în cadrul ciclului tehnologic respectiv, astfel încît timpul de înapoiere t_r este nul.

Viteza de avans w poate varia oricum în timpul poziționării generatoarei elementare, din K' în K. În particular, viteza de avans poate fi constantă ca mărime, mișcarea de avans producîndu-se pe întreaga durată a fazei de așchiere, de exemplu în multe cazuri la strunjire (fig. 4.3), timpul fazei de poziționare t_p fiind egal cu al fazei de așchiere.

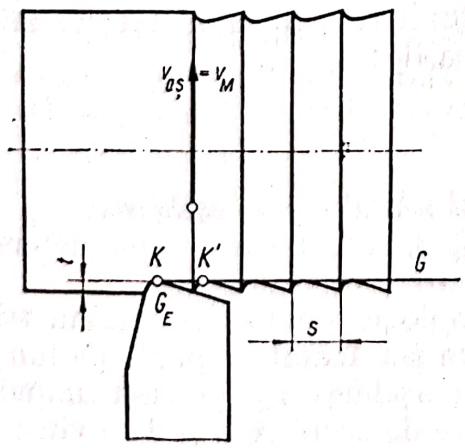


FIG. 4.2. Strunjire cu avans periodic.

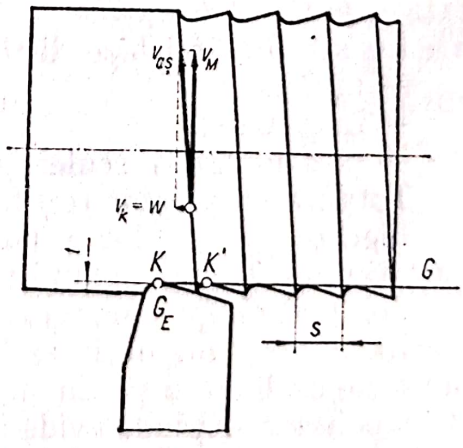


FIG. 4.3. Strunjire cu avans continuu.

În acest caz particular, se spune că procesul de așchiere se produce cu *avans continuu*, subînțelegîndu-se mișcarea de avans continuă cu viteza constantă în mărime și sens.

La frezarea cu freză cilindrică (fig. 4.4), directoarea cinematică D, fiind realizată prin directoare elementare D_E, din arce cicloidale de formă aM_1b, ciclul tehnologic se repetă de atîtea ori, de cîte ori se repoziționează în M_1, M_2 ... aceasta, pe lungimea l a piesei.

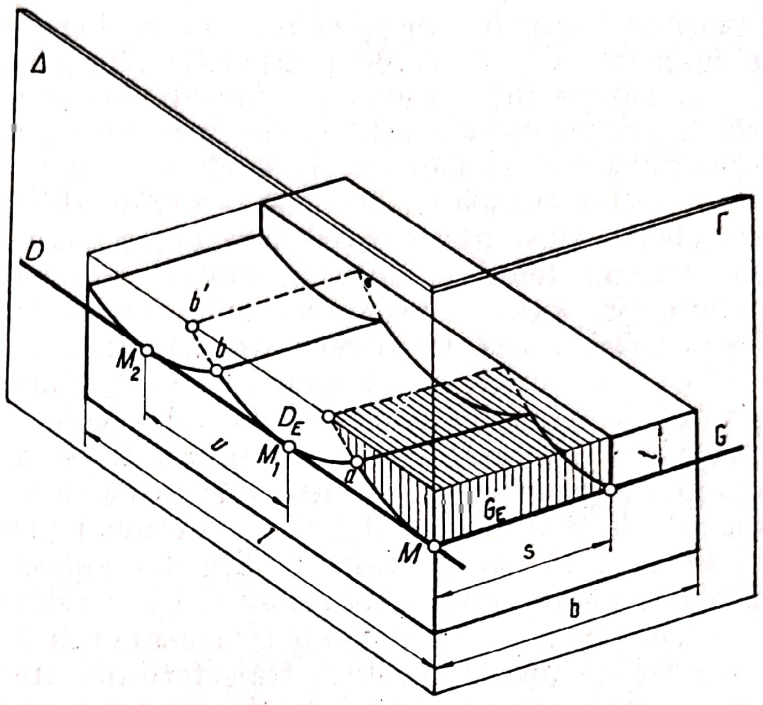


FIG. 4.4. Avansul director u în cazul frezării.

Distanța u, dintre două poziții succesive ale directoarei elementare D_E, este *avansul director*.

Viteza de poziționare a directoarei elementare, ca și în cazul poziționării generatoarei elementare, poate varia oricum sau poate fi constantă ca mărime.

În cazul în care lățimea b a suprafeței ce trebuie generată prin frezare este mai mare decît generatoarea materializată, atunci generatoarea elementară G_E trebuie repoziționată ca și în cazul rabotării, studiat mai înainte.

Ciclul tehnologic se poate prezenta într-o ciclogramă ca în fig. 4.5, în care s-au luat în considerare toate cele trei faze componente, de așchiere, de înapoiere și de poziționare.

Productivitatea procesului de așchiere, pe un ciclu tehnologic, este cu atît mai mare cu cît suma timpilor de înapoiere rapidă t_r și de poziționare t_p, denumită timp auxiliar T_{aux}, este mai mică în raport cu timpul de așchiere $T_{aș}$, productivitatea maximă fiind obținută pentru cazul în care T_{aux} este nul.

Acest din urmă caz se întîlnește, de exemplu, la strunjirea cu avans continuu sau la frezare, rectificare etc., la care timpul de înapoiere este nul, iar cel de poziționare se

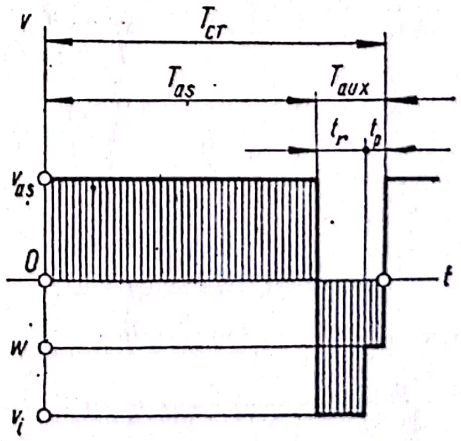


FIG. 4.5. Ciclul tehnologic.

suprapune timpului de așchiere, sau în cazul broșării, la care atît timpul de înapoiere cît și cel de poziționare sînt nuli.

În alte cazuri, de exemplu de rabotare, unde atît t_r cît și t_p nu pot fi nuli, se urmărește ca aceștia să fie cît mai mici, deci ca mișcarea de înapoiere și poziționare să se facă cu viteze cît mai mari.

b. **Ciclul cinematic.** Realizarea deziderateloor ciclului tehnologic, viteză de așchiere constantă în toată faza de așchiere și timpii minimi în celelalte faze, impune folosirea unor mecanisme corespunzătoare, ale căror mișcări, studiate din punct de vedere mecanic, conduc inevitabil la un *ciclu cinematic al procesului de așchiere* în generarea suprafețelor.

Ciclul cinematic diferă esențial de cel tehnologic, întrucît el ține seamă de variațiile vitezelor pe care ciclul tehnologic le consideră constante (viteza de așchiere, viteza de avans), ca și de vitezele a căror mărime și variație nu interesează procesul de așchiere (viteza de înapoiere rapidă, viteza de poziționare), decît prin timpul t_r și t_p, consumat pentru aceste faze.

Pe de altă parte, există și alte diferențeiri, datorită faptului că ciclul cinematic poate conține mai multe cicluri tehnologice.

Ciclul cinematic nu se poate reprezenta într-o singură ciclogramă, deoarece el se referă la mișcări pe două traiectorii diferite: traiectoria directoare (mișcarea de așchiere și de înapoiere) și traiectoria generatoare (mișcarea de avans).

În fig. 4.6 este prezentată o ciclogramă a ciclului cinematic, pentru cazul prelucrării prin rabotare. În cursa de lucru, viteza relativă dintre sculă și piesă crește de la valoarea zero, pînă în A, la mărimea $v_{aș}$ a vitezei de așchiere, care se menține constantă pînă în B. Din B în C, viteza se micșorează pînă la zero, moment în care se produce inversarea sensului mișcării. Între C și D mișcarea de înapoiere se accelerează pînă la o viteză maximă v_r, după care are loc frînarea acestei mișcări, între E și F, pînă la oprire în F moment în care are loc și inversarea sensului mișcării și reînceperea ciclului cinematic.

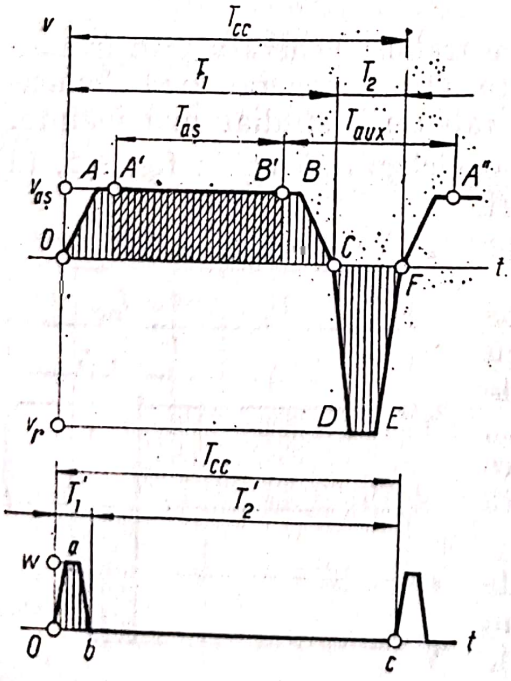


FIG. 4.6. Ciclul cinematic.

Ciclul cinematic, pe traiectoria directoare, are deci două faze, de timpi T_1 și T_2, corespunzătoare celor două sensuri de deplasare pe această traiectorie.

Cele două faze ale ciclului cinematic nu corespund ca mărime fazelor ciclului tehnologic, deoarece procesul de așchiere nu poate începe la momentul zero, viteza de așchiere fiind nulă, ci după ce aceasta ajunge la mărimea de regim, cel puțin în momentul A dacă nu în A'.

Procesul de așchiere trebuie să se termine în B' sau cel mai tîrziu în B

întrucît viteza de așchiere se micșorează după aceasta, astfel încît faza de așchiere de durată $T_{aș}$ a ciclului tehnologic este mai mică decît faza de lucru cinematică de durată T_1, fiind cuprinsă în aceasta din urmă.

Între B' și A'', din punct de vedere tehnologic, urmează fazele auxiliare. Ciclul tehnologic de durată T_{CT} se desfășoară în timpul dintre A' și A'', egal cu durata T_{CC} a ciclului cinematic, însă decalat în raport cu acesta.

Pe de altă parte, pe traiectoria generatoare, poziționarea sculei, în cadrul ciclului cinematic, se face în cursa de lucru, înainte ca scula să ia contact cu piesa, între timpul zero și b al ciclului, timp egal sau mai mic decît cel necesar accelerării mișcării pe traiectoria directoare, pînă la valoarea de regim $v_{aș}$.

Mișcarea de poziționare a sculei se efectuează și ea cu o viteză de avans w, care inițial are valoarea zero și care în timpul Ob, crește pînă la un maxim, după care revine la zero în b și se menține astfel pînă la terminarea ciclului cinematic în c.

La strunjire, faza de înapoiere nu există, iar poziționarea sculei se face în același timp al fazei de lucru, astfel încît timpul auxiliar este nul.

Din punct de vedere cinematic, la strunjire, viteza de așchiere fiind constantă, ciclul cinematic se va prezenta ca în fig. 4.7, *a*, în cazul avansului continuu, și ca în fig. 4.7, *b*, în cazul avansului periodic.

În cazul frezării (fig. 4.8), considerînd că freza posedă un singur dinte, la o rotație a acestuia, muchia așchietoare a sa descrie prin material, porțiunea aMb de arc de cerc, în cazul avansului periodic, sau de arc de cicloidă, dacă avansul este continuu, corespunzător unui unghi la centru φ_c iar restul

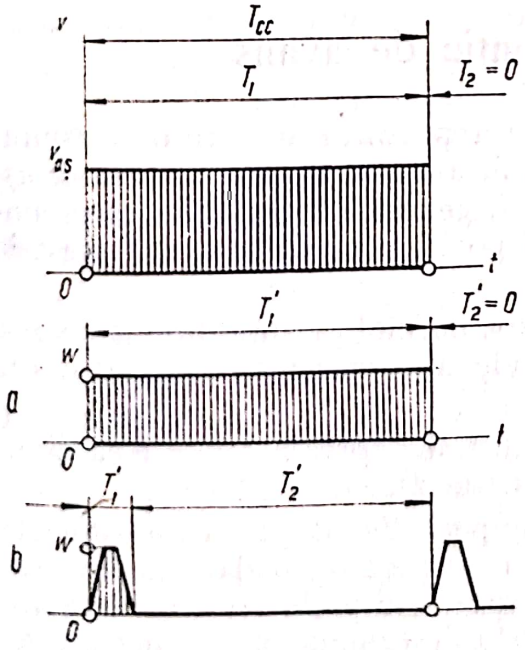


FIG. 4.7. Ciclul cinematic la strunjire.

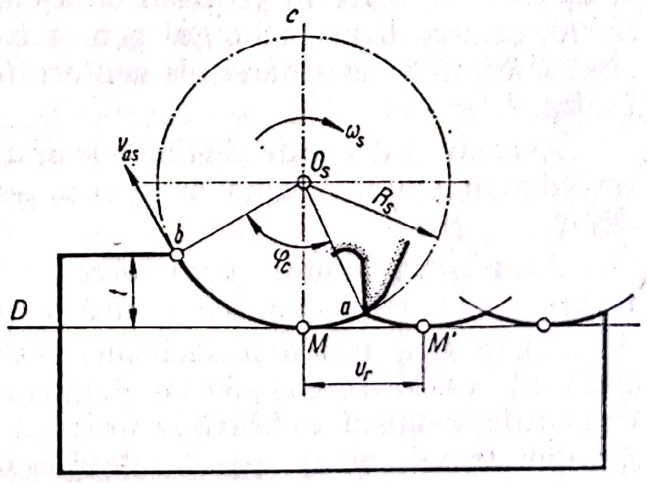


FIG. 4.8. Frezarea.

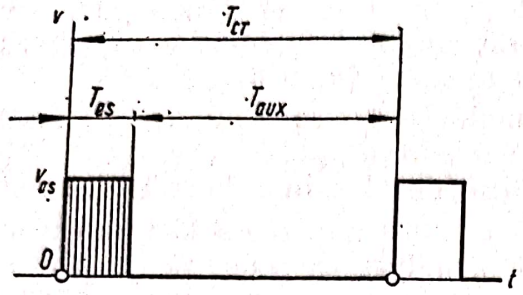


FIG. 4.9. Ciclul cinematic la frezare.

de traiectorie *bca*, este descris fără producerea procesului de așchiere. Din această cauză, timpul descrierii unghiului φ_e este timpul de lucru $T_{aș}$ din ciclul tehnologic, iar restul timpului pînă la completarea rotației este timpul auxiliar, neproductiv, T_{aux} (fig. 4.9).

În ceea ce privește ciclul cinematic, mișcarea se face cu aceeași viteză de așchiere pe toată durata ciclului de frezare. Ca urmare, ciclograma cinematică în cazul frezării este identică cu aceea a strunjirii (fig. 4.7), în cazul *a* pentru avans continuu și în cazul *b* pentru avans periodic.

Freza posedînd un număr z_S de dinți, descrie la o rotație un același număr de arce de cicloidă, în cazul avansului continuu descriind un număr egal de directoare elementare și deci un același număr de cicluri tehnologice de așchiere.

Deci, în cazul normal al frezării, în care scula are un număr z_S de dinți, mai mare decît unitatea, pe durata unui ciclu cinematic se produc z_S cicluri tehnologice, decalate în timp cu $1/z_S$ din timpul ciclului cinematic T_{cc} și decalate în spațiu cu unghiul $\gamma_z = 360°/z_S$, dînd naștere avansului director pe dinte u_z.

În mod normal, unghiul φ_e, corespunzător directoarei elementare *aMb*, este mai mare decît pasul unghiular γ_z al danturii, astfel că simultan au loc mai multe cicluri tehnologice de așchiere, însă din cauzele citate, acestea sînt decalate în spațiu.

4.1.2. Definirea lanțului cinematic de avans

a. **Definire.** Mărimea avansului *s*, *t* sau *u* reprezintă una din dimensiunile așchiei eliminate în procesul de așchiere. Avansul *s*, denumit *avans de așchiere*, este realizat în lungul generatoarei *G*, generate cinematic, corespunzînd mărimii generatoarei elementare G_E și poziționării succesive a acesteia (v. fig. 4.1).

Avansul *t*, denumit și *adîncime de așchiere*, normal pe suprafața generată, este distanța dintre două poziții succesive ale directoarei *D*, adică distanța *MM'*.

Avansul *u*, denumit *avans director* (v. fig. 4.4), reprezintă mărimea directoarei D_E în generarea cinematică a directoarei *D*.

Toate cele trei avansuri sînt realizate periodic, după cicluri diferite. Astfel, în cazul frezării din fig. 4.4, avansul *u* se produce o dată la un ciclu cinematic, avansul *s* o dată la un ciclu corespunzînd prelucrării pe lungimea *b* a directoarei, iar avansul *t* o dată la un ciclu determinat de timpul necesar generării generatoarei de lungime *l*.

Scanned with OKEN Scanner

Ordinea în care pot fi realizate cele trei avansuri poate fi și alta, astfel încît mărimea ciclului de poziționare a unui același avans poate fi diferită.

În cele ce urmează, se va folosi notația s pentru cazul general, subînțelegînd oricare din cele trei avansuri, și se va face referire la cazul în care avansul s (deci și t sau u) este realizat ciclic, corespunzător ciclului cinematic de așchiere, adică o dată pe rotație sau pe cursă dublă, celelalte cazuri putînd fi ușor aduse la cazul general sau interpretate ca atare.

Poziționarea repetată a generatoarei elementare $G_E = s$ implică necesitatea unei mișcări relative între sculă și piesă, *mișcare de avans*, în care scop sînt necesare mecanisme corespunzătoare, a căror totalitate formează *lanțul cinematic de avans*.

Definiția lanțului cinematic de avans, din punct de vedere funcțional, poate fi dată sub forma următoare:

Lanțul cinematic de avans asigură poziționarea ciclică pe una din traiectoriile generatoare (D sau G) a elementului generator (D_E sau G_E).

b. **Traiectoria mișcării de avans.** Mișcarea de avans are loc pe traiectorii rectilinii sau circulare din aceleași cauze, menționate în cazul traiectoriei mișcării principale.

Mișcarea de avans predomină însă pe traiectorii rectilinii. Traiectoriile circulare se întîlnesc mai rar și anume la mașinile de rectificat (rotund sau plan cu masă rotativă), la unele mașini de frezat cu masă rotativă și la unele strunguri automate.

Denumirile avansurilor, vitezelor de avans și lanțurilor cinematice de avans, ale mașinilor-unelte, nu au totdeauna o legătură cu denumirile corespunzătoare, utilizate în procesul de așchiere, deoarece un același lanț cinematic de avans, pe o aceeași traiectorie, trebuie să poată realiza cel puțin două avansuri, de obicei pe s și t, sau chiar toate cele trei avansuri tehnologice.

Astfel, în cazul strunjirii cilindrice, la strung, lanțul cinematic de avans longitudinal asigură realizarea avansului s, iar cel de avans transversal — avansul t. La strunjirea frontală, pe același strung, rolul lanțurilor cinematice de avans, din punct de vedere tehnologic, se inversează, cel pentru avansul longitudinal realizînd avansul t, iar cel pentru avansul transversal — avansul s.

Denumirile încetățenite în uzuanța tehnică sînt determinate de poziția spațială a direcțiilor pe care se realizează mișcările de avans.

Astfel, în cazul avansurilor pe traiectorii rectilinii, acestea fiind dispuse ortogonal în spațiu, definesc un plan orizontal sau vertical (fig. 4.10). În aceste planuri, avansul pe una din direcții este denumit *avans longitudinal*, iar pe cealaltă — *avans transversal*.

Denumirea de avans longitudinal este determinată de faptul că mișcarea respectivă poate fi realizată, datorită însăși construcției mașinii-unelte, pe o lungime mult mai mare decît pot fi realizate celelalte mișcări de avans.

Avansul transversal se obține în același plan, pe o direcție normală avansului longitudinal.

Scanned with OKEN Scanner

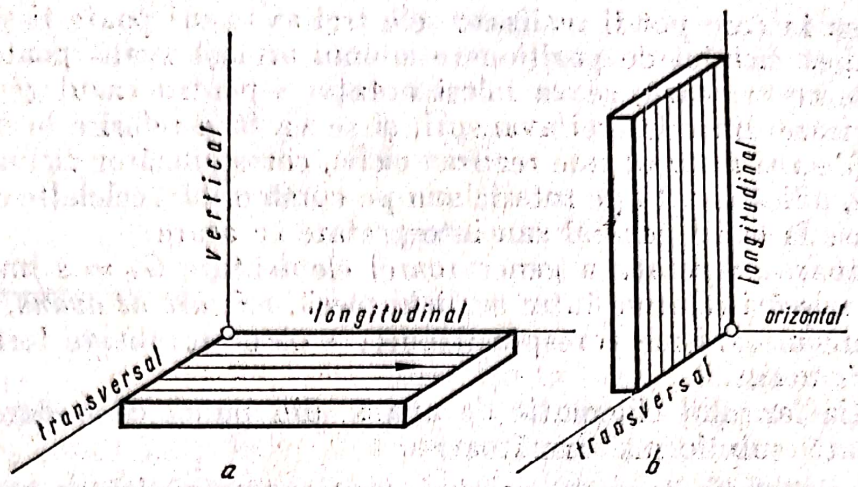


FIG. 4.10. Nomenclatura avansurilor.

Ca exemplificare la strung, avansul longitudinal este cel ce se poate realiza paralel cu axa strungului (în lungul ghidajelor), iar cel transversal este perpendicular pe aceeași axă.

La mașinile-unelte care posedă și o a treia direcție a mișcării de avans, acesta este denumit *avans vertical* (fig. 4.10, *a*) sau *avans orizontal* (fig. 4.10, *b*), funcție de poziția acestei direcții în spațiu.

În unele cazuri, în care mișcarea principală este de rotație (de exemplu la strung), în planul de rotație este suficientă o singură direcție de avans (fig. 4.11) — direcția radială — din care cauză, avansul este denumit *avans radial*. Avansul pe direcția normală planului de rotație este denumit în acest caz *avans axial*. La strung, avansul transversal este în același timp și avans radial, iar avansul longitudinal este și avans axial.

La mașinile-unelte cu *avans circular* (fig. 4.12), acestea mai pot avea un *avans radial* și un *avans axial*. Dacă avansul axial se efectuează pe o direcție verticală, el mai poate fi denumit și *avans vertical*.

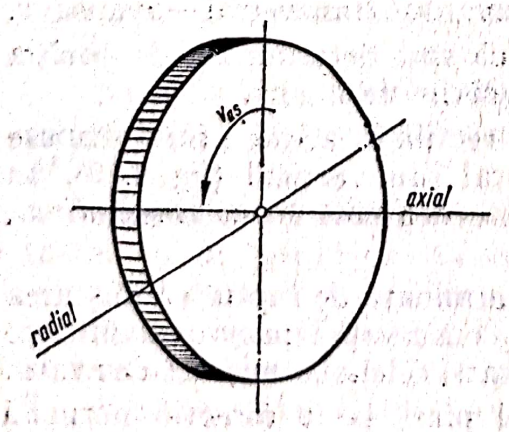


FIG. 4.11. Avansul radial și axial.

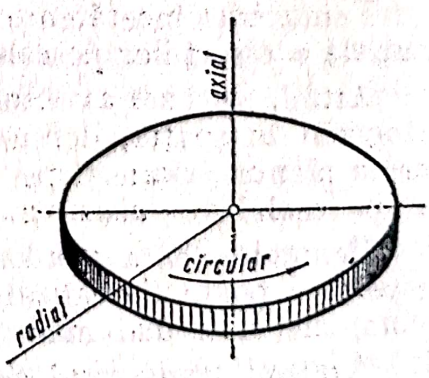


FIG. 4.12. Avansul circular.

Metodologia de programare a mașinilor-unelte cu comandă numerică a făcut necesară precizarea axelor de coordonate pe care au loc mișcările de avans.

Astfel standardul internațional ISO-R841 stabilește nomenclatura axelor, adoptată și de STAS 8902-71.

Se precizează astfel că axa Z este axa axului principal (fig. 4.13), sensul pozitiv fiind în sensul măririi distanței dintre sculă și piesă. Axele de coordonate X și Y, împreună cu axa Z formează un sistem cartezian, rectangular și de sens direct.

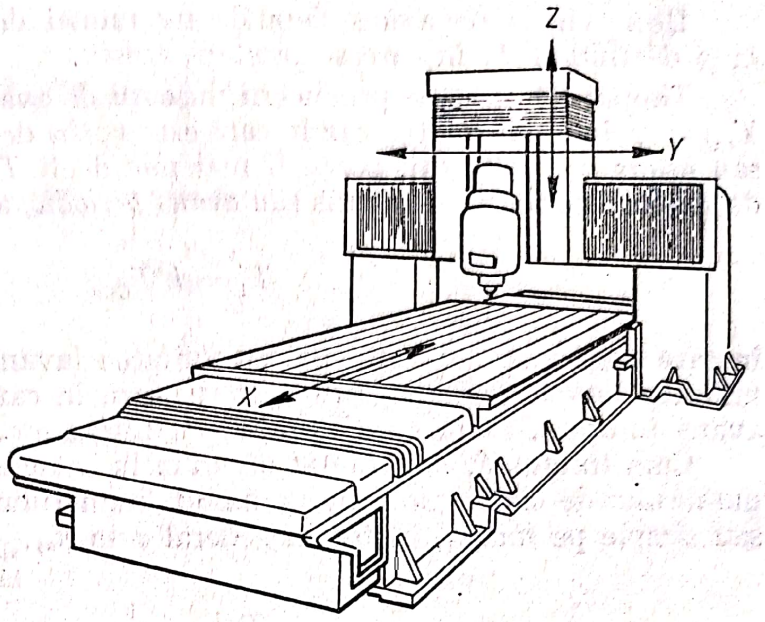


FIG. 4.13. Axele de coordonate ale unei mașini de frezat plan.

c. **Mărimea avansului.** În termeni tehnici, avansul este definit fie prin mm/rot (strunjire, găurire), mm/cursă dublă (rabotare, mortezare), mm/cursă simplă (rectificare), fie prin *viteza de avans* mm/min (frezare, rectificare etc.).

În toate cazurile, trebuie să se facă distincție între *avans*, mărimea s (t sau u) a poziționării sculei după fiecare ciclu de așchiere, mărime cunoscută sub denumirea de *avans pe dinte* s , și între *viteza de avans* w care reprezintă viteza cu care se efectuează mișcarea de avans (de poziționare).

Ca urmare, mărimea avansului s pe rotație, pe cursă dublă sau simplă (adică pe ciclul de lucru), se exprimă prin formula generală

$$s = s_z z_S \begin{bmatrix} \text{mm/rot} \\ \text{mm/c.d.} \\ \text{mm/c.s.} \end{bmatrix},$$

în care: s_z este avansul pe dinte;

z_S — numărul de dinți al sculei (z_S poate fi egal și cu unitatea, de exemplu pentru cuțitul de strung).

Mărimea avansului, exprimată de formula precedentă, este o mărime pur tehnologică, impusă de procesul de așchiere.

Viteza de avans w rezultă din împărțirea mărimii avansului s la timpul T_1', necesar parcurgerii acestui spațiu

$$w = \frac{s}{T_1'} \text{ [mm/min]}.$$

Deci, viteza de avans depinde nu numai de parametrul tehnologic s, ci și de timpul T_1' în care se produce acesta.

Timpul T_1', necesar producerii mișcării de avans, poate fi egal cu timpul T_{cc} al ciclului cinematic, caz în care este vorba de mișcare continuă de avans sau *avans continuu*, sau poate fi mai mic decît T_{cc}, caz în care este vorba de mișcare periodică de avans sau *avans periodic*, astfel încît se poate scrie că

$$T_1' = k' T_{cc},$$

în care coeficientul k' este egal cu unitatea (avans continuu), mai mic decît unitatea (avans periodic) sau egal cu zero, în cazul inexistenței mișcării de avans (broșare, filetare cu tarodul, cu filiera etc.).

Cum timpul T_{cc} consumat de un ciclu cinematic este inversul frecvenței numărului de cicluri produse pe minut (numărului de rotații, de curse duble sau simple pe minut), notat în general prin $n_{aș}$,

$$T_{cc} = \frac{1}{n_{aș}},$$

rezultă, că expresia generală a vitezei de avans este

$$w = \frac{s n_{aș}}{k'} = \frac{s_z z_S n_{aș}}{k'} \; [mm/min].$$

Trebuie remarcat, că în cazul avansului *continuu*, coeficientul k' fiind egal cu unitatea, expresia de mai sus dă *viteza reală de avans*.

Dacă avansul este *periodic* (șeping, raboteză etc.), viteza de avans variază de la zero la un maxim, revenind la zero (fig. 5.6), coeficientul k' fiind subunitar. Aceeași formulă va da *viteza medie de avans*.

Uneori, tot pentru avansul periodic, nu se mai ia în considerare coeficientul k' (de fapt se consideră $k' = 1$, ceea ce nu este corect). Ca urmare, se obține o viteză medie de avans *pe ciclu*, care practic nu are nici o utilitate, nefiind reală.

Astfel, pentru un strung avînd un domeniu de turații între limitele 31,5—1 600 rot/min, vitezele reale de avans variază între circa 1,3 mm/min și 6 400 mm/min, corespunzător avansurilor de 0,04 mm/rot și 4 mm/rot.

În cazul avansurilor periodice, de exemplu la șeping, coeficientul k' este mai mic decît unitatea; astfel, pentru $k' = 0{,}1$ și n_{cd} între 10 și 100, *viteza medie de avans*, variază între 200 și 2 000 mm/min, pentru valorile limită ale avansului pe cursă dublă din tabelul 5.1, în timp ce viteza medie de avans pe *ciclu* variază între 20 și 200 mm/min.

Mărimile uzuale ale avansurilor și vitezelor de avans, realizate pe mașinile-unelte, depind de specificul acestora. Cîteva exemple sînt date în tabelul 4.1.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.1

Avansuri și viteze de avans

Mașina-unealtă	s sau w
Strunguri normale	$s = 0{,}04 \ldots 4$ mm/rot
Strunguri carusel	$s = 0{,}05 \ldots 5$ mm/rot
Strunguri revolver	$s = 0{,}04 \ldots 1$ mm/rot
Mașini de găurit	$s = 0{,}10 \ldots 1{,}5$ mm/rot
Mașini de găurit și alezat	$s = 0{,}03 \ldots 5$ mm/rot
Mașini de găurit radiale	$s = 0{,}03 \ldots 2$ mm/rot
Șepinguri	$s = 0{,}20 \ldots 2$ mm/c.d.
Mașini de rectificat rotund (avans transversal)	$s = 1{,}25 \ldots 25$ µm/cursă
Mașini de frezat universale	$w = 16 \ldots 800$ mm/min
Mașini de rectificat rotund	$w = 1 \ldots 20$ µm/min

4.1.3. Structura lanțurilor cinematice de avans

a. **Structură.** Mărimea avansului s se realizează pe traiectorii rectilinii, folosindu-se mecanisme mecanice de genul șurub-piuliță, pinion-cremalieră, camă-tachet și pe traiectorii circulare, utilizînd mese sau pîrghii rotative. Sistemele hidraulice cu piston-cilindru sînt folosite cu succes, în special la realizarea avansului continuu, pe traiectorii rectilinii.

Lanțurile cinematice de avans mecanice conțin, pe lîngă unul din mecanismele citate, și mecanisme speciale, avînd scopuri bine definite în funcționarea acestora.

Lanțul cinematic de avans (fig. 4.14) posedă un mecanism OP de oprire-pornire a mișcării, un inversor I pentru schimbarea sensului mișcării de avans un mecanism K_S de transmitere periodică a mișcării numai pe durata T_1' din ciclu, mecanism neexistent în cazul în care avansul este continuu, un mecanism de reglare M_R pentru obținerea diferitelor mărimi de avans s, un mecanism de siguranță S pentru protecția contra suprasolicitărilor întîmplătoare și mecanismul M_T de transformare a mișcării de rotație în mișcare de translație.

În afara acestora, lanțurile cinematice de avans trebuie să aibă posibilitatea de acționare manuală, cu manivela m, a ultimului mecanism M_T, în

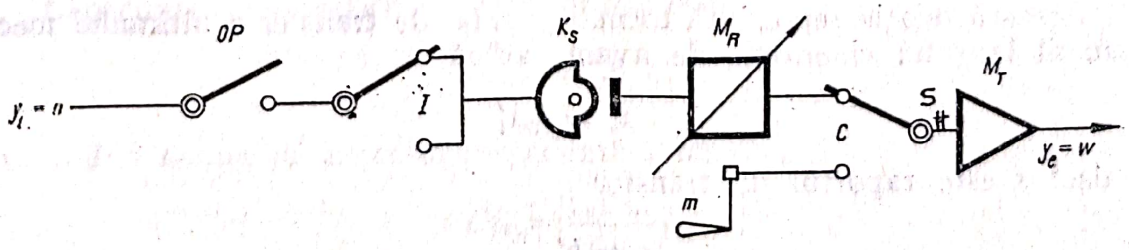


FIG. 4.14. Schema structurală a unui lanț cinematic de avans mecanic.

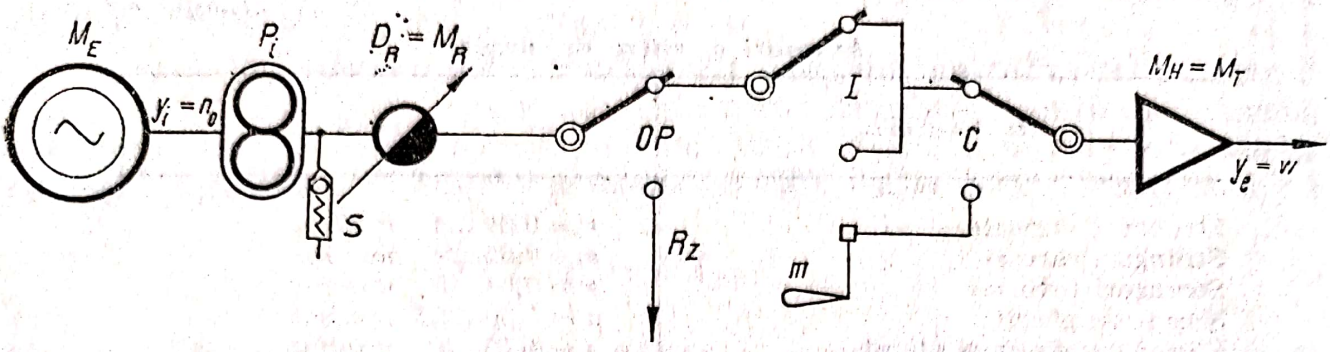


FIG. 4.15. Schema structurală a unui lanț cinematic de avans, hidromecanic.

scopul poziționării inițiale a ansamblului sculă-piesă, precum și pentru realizarea avansului manual. Acționarea manuală se realizează prin cuplajul C.

Dacă avansul se face pe traiectorii circulare, mecanismul de transformare a mișcării circulare M_T lipsește.

Sistemele hidraulice, folosite în lanțurile cinematice de avans, posedă mecanisme (fig. 4.15) care îndeplinesc aceleași funcții: droselul D_R reglează mărirea vitezei de avans w, sertărașul OP permite pornirea sau oprirea mișcării prin dirijarea uleiului în sistemul hidraulic sau la rezervor, I este un sertăraș distribuitor care schimbă sensul de mișcare a motorului hidraulic M_H, deci el are funcția de inversor. Cuplajul C permite acționarea manuală a motorului M_H, deci a mesei mașinii, iar supapa de siguranță S funcționează ca mecanism de protecție.

Lanțurile cinematice de avans pot fi și complexe: hidromecanice, pneumohidraulice sau electromecanice (v. cap. 4.4.).

b. **Capacitatea de variație a mărimilor de ieșire.** Din punct de vedere tehnologic, lanțul cinematic de avans trebuie să furnizeze fie un avans s, măsurat în mm/cd sau în mm/rot, fie o viteză de avans w, în mm/min.

Din punct de vedere cinematic, aceste două mărimi sînt legate între ele prin relația

$$w = s \frac{n_{aș}}{k'},$$

după cum s-a văzut în paragraful precedent. În această expresie $n_{aș}$ poate fi exprimat în rotații sau în curse duble pe minut.

Această relație reprezintă tocmai ecuația de transfer a ultimului mecanism al lanțului cinematic de avans, adică

$$x'_e = i''_D x'_i$$

și deci s este raportul de transfer

$$s = k' \frac{w}{n_{aș}}$$

Cerințele procesului de așchiere determină un domeniu de mărimi de avans

$$D_s = s_{max} \dots s_{min},$$

întocmai cum același proces cere un domeniu de turații (sau de curse duble)

$$Dn_{aș} = n_{aș\ max} \dots n_{aș\ min},$$

care evident vor determina un domeniu de viteze de avans

$$Dw = w_{max} \dots w_{min}.$$

Aceste cerințe vor determina capacitatea de reglare a mărimilor de ieșire, capacitatea care se determină plecînd de la ecuația de transfer a ultimului mecanism, a cărei valoare maximă va fi

$$w_{max} = s_{max} \frac{n_{aș\ max}}{k'},$$

iar cea minimă

$$w_{min} = s_{min} \frac{n_{aș\ min}}{k'}.$$

Ca urmare, capacitatea de reglare a mărimii de ieșire, fiind dată de raportul expresiilor precedente, va fi:

$$Cw = CsCn_{aș}.$$

c. **Capacitatea de reglare a lanțului cinematic de avans.** Ecuația de transfer a lanțului cinematic de avans fiind

$$y'_e = y'_i i'_T,$$

adică

$$w = n'_0 i'_T,$$

conduce la valorile extreme:

$$w_{max} = n'_{0\ max}\ i'_{T\ max};$$

$$w_{min} = n'_{0\ min}\ i'_{T\ min},$$

de unde

$$Cw = Cn'_0 Ci'_T.$$

Capacitatea de reglare se va exprima deci

$$Ci'_T = \frac{C_w}{C_{n'_0}},$$

sau, ținînd seama de expresia precedentă a lui Cw,

$$Ci'_T = \frac{C_s Cn_{aș}}{Cn'_0}.$$

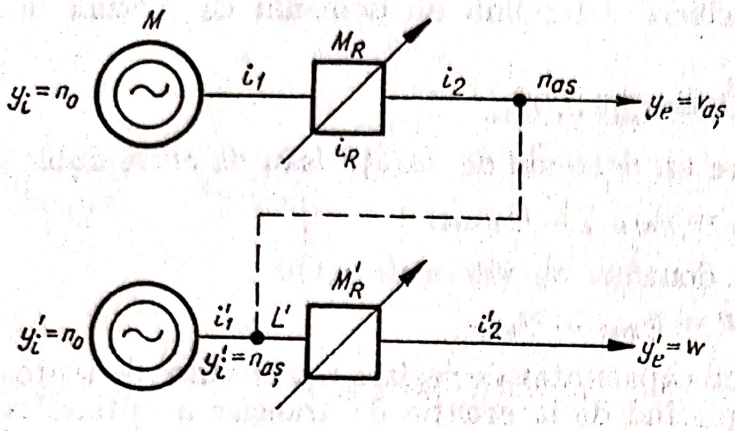


FIG. 4.16. Legăturile dintre lanțul cinematic de avans și lanțul cinematic principal.

Expresia capacității de reglare a lanțului cinematic de avans, adică capacitatea de reglare a mecanismului din acest lanț cinematic, pentru a putea realiza vitezele de avans din domeniul $w_{max} \dots w_{min}$, scoate în evidență mărimea sa în raport cu capacitatea de reglare $Cn_{aș}$ pe care trebuie să o aibă lanțul cinematic principal.

Ori este știut, din capitolul precedent că $Cn_{aș}$ este în majoritatea cazurilor de ordinul zecilor și chiar al sutelor, ceea ce implică construcții destul de complicate pentru rezolvarea acestei probleme. Ca urmare în cazul lanțului cinematic de avans se pot prevedea complicații și mai mari întrucît Ci''_T este de C_s ori mai mare decît $Cn_{aș}$.

În fig. 4.16 sînt reprezentate cele două lanțuri cinematice — principal și de avans — care formează două lanțuri cinematice, legate în paralel.

Revenind la expresia capacității de reglare

$$Ci'_T = \frac{C_s Cn_{aș}}{Cn'_0},$$

se poate constata că Cn'_0 are o importanță deosebită pentru micșorarea lui Ci'_T. Dar capacitatea de variație a motoarelor asincrone este egală cu unitatea (și foarte rar egală cu 2 sau 3).

Pentru mărirea lui Cn'_0, se pot folosi motoare de curent continuu sau agregate electrice de tip Ward-Leonard, soluții costisitoare, justificate numai pentru cazul mașinilor-unelte grele.

O soluție economică și mult utilizată la mașinile-unelte obișnuite rezultă dacă în expresia capacității de reglare se face

$$Cn'_0 = Cn_{aș},$$

caz în care $Ci''_T = C_s$, devine foarte mic. Realizarea concretă a acestei egalități se obține făcînd legătura cinematică LL' (v. fig. 4.16), astfel că $y'_i = n_{aș}$. Soluția este și economică, pentru mașinile-unelte mici și mijlocii, prin eliminarea unui motor de antrenare și a aparatajului său.

Pentru unele mașini-unelte mijlocii și pentru mașinile-unelte grele, această soluție nu este economică, din cauza dimensiunilor pe care trebuie să le aibă elementele de transmitere și a legăturii dificile dintre cele două lanțuri. În același timp, manevrarea lanțului cinematic de avans devine dificilă și obositoare pentru muncitor.

Scanned with OKEN Scanner

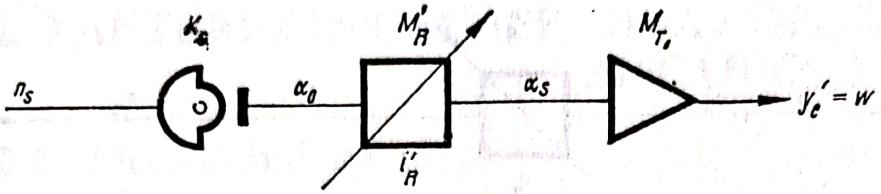


FIG. 4,17. Mecanism de fracționare a mișcării de avans.

d. **Mecanismul de fracționare a mișcării.** Mărimea de ieșire din lanțul cinematic de avans

$$y'_e = w = \frac{sn_{aș}}{k'}$$

este o funcție dependentă de ciclul cinematic, prin prezența frecvenței $n_{aș}$ (rot/min sau cd/min), astfel încît mecanismul K_s de fracționare a mișcării, în cazul avansului periodic (v. fig. 4.14), trebuie să aibă o frecvență de funcționare, identică cu frecvența $n_{aș}$.

Mecanismele de fracționare a mișcării de rotație pot fi împărțite în două grupe distincte, funcție de modul în care realizează această operație și anume prin:

— autocomandă;

— comanda exterioară.

În prima grupă intră mecanismele cu clichet, camă, excentric, manivelă reglabilă și cruce de Malta, iar în a doua grupă — cuplajele.

Mecanismele din prima grupă livrează o rotație de unghi α_0 pentru fiecare rotație întreagă primită la intrare în acest mecanism, cu excepția mecanismului cu cruce de Malta, care livrează un număr de z_C unghiuri α_0, egal cu numărul z_C de crestături al ei.

Unghiul de rotație α_0 de mărime constantă (fig. 4.17) este transformat în unghiul de rotație α_s de către mecanismul de reglare M'_R și transmis la intrarea ultimului mecanism al lanțului cinematic de avans, asigurîndu-se astfel mărimea avansului s pe durata de timp T'_1.

Pentru turația n_s, mecanismul K_s va furniza un număr de n_s unghiuri de rotație α_0 (respectiv $z_C n_s$ în cazul crucii de Malta).

Cum pe de altă parte α_0 trebuie realizat o dată pe ciclul cinematic, este evident că n_s trebuie să fie identic cu $n_{aș}$, ceea ce se poate realiza în două moduri diferite.

O primă soluție constă (fig. 4.18) în antrenarea lanțului cinematic de avans cu ajutorul unui motor electric M_2 de turație n'_0 și introducerea unor rapoarte de transmitere fixe i_1, i_2 care să asigure mecanismului de fracționare K_s turația $n_s = n_{aș}$.

Dar fiindcă $n_{aș}$ variază, funcție de necesități, în domeniul său de variație și n_s trebuie să fie variat identic pentru menținerea egalității dintre ele, ceea ce implică necesitatea unui mecanism de reglare suplimentar M''_R în lanțul cinematic de avans.

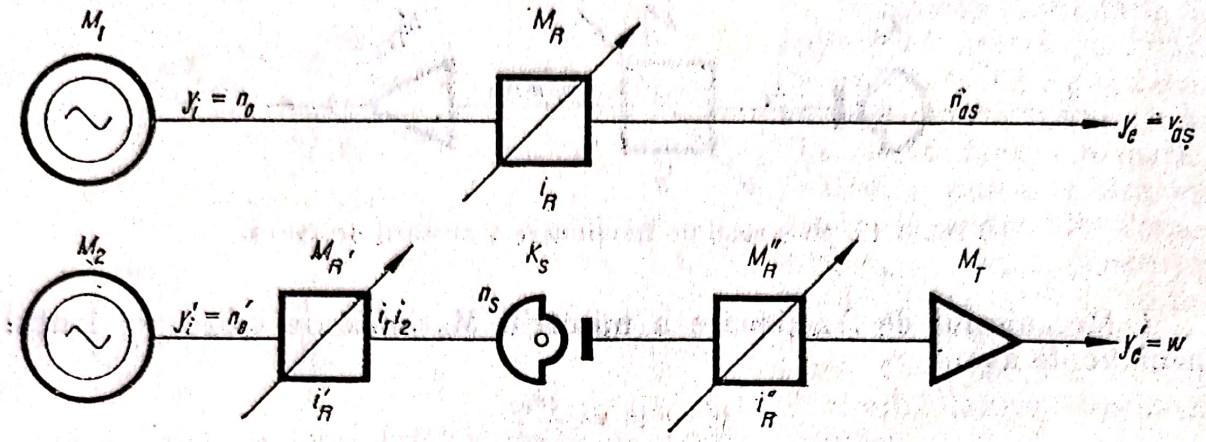


FIG. 4.18. Asociere a unui lanț cinematic de avans periodic cu un lanț cinematic principal.

Datorită condiției $n_s = n_{aș}$, rezultă că aceste lanțuri cinematice au legătură *pseudocinematică în paralel.*

A doua soluție constă în antrenarea lanțului cinematic de avans, prin legarea sa de lanțul cinematic principal, într-un punct L, soluție deja studiată (v. fig. 4.16), astfel că turația $n_0' = n_{aș}$.

Punctul de legătură L trebuie să se afle după mecanismul de reglare M_R a lanțului cinematic principal, pentru ca orice modificare a turației $n_{aș}$ să atragă după sine modificarea identică a lui n_0. Cele două lanțuri cinematice sînt în acest caz legate în serie paralel.

Fracționarea mișcării, prin comandă exterioară, folosind în acest scop cuplaje (fig. 4.19), este mai rar folosită. Cuplajul C_{FR} este comandat de lanțul cinematic principal prin intermediul unui lanț cinematic auxiliar, legat în L. Frecvența cu care este cuplat și decuplat acesta este identică cu frecvența $n_{aș}$ a procesului de așchiere.

Se întîlnește în construcția unor mașini de rabotat acționate hidraulic.

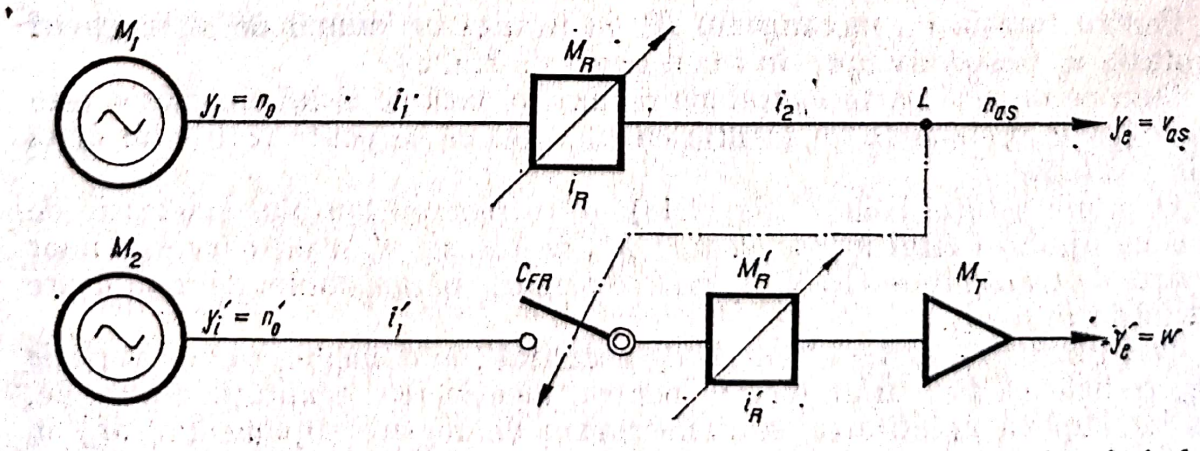


FIG. 4.19. Lanț cinematic de avans periodic, comandat de lanțul cinematic principal.

4.2. LANȚURI CINEMATICE DE AVANS, MECANICE

4.2.1. Mecanismul de ieșire

Mișcarea de avans se realizează pe traiectorii rectilinii sau circulare, pe considerentele arătate la generarea suprafețelor, traiectoria mișcării de avans fiind sau intrînd în compunerea unei generatoare sau a unei directoare. Mecanismele care realizează această mișcare sînt totdeauna mecanice, cu singura excepție a mecanismului cilindru-piston din sistemele hidraulice, și acestea trebuie să transforme mișcarea circulară în mișcare rectilinie, cînd mișcarea de avans trebuie realizată pe astfel de traiectorii.

a. **Mișcarea de avans, rectilinie.** Mecanismele pentru transformarea mișcării circulare în mișcare de avans rectilinie, sînt în ordinea importanței lor, mecanismele cu:

— șurub-piuliță;
— pinion-cremalieră;
— camă-tachet.

Mecanismul cu șurub-piuliță (fig. 4.20) se construiește în două variante:

— șurub lung, piuliță scurtă (fig. 4.20, *a* și *b*);
— șurub scurt, semi-piuliță lungă (fig. 4.20, *c*).

Cea mai răspîndită construcție este aceea cu șurub lung. Mecanismul cu șurub scurt și semi-piuliță este folosit la unele mașini de rectificat și la unele mașini de frezat.

Mărimea de ieșire y_e fiind viteza de avans w, ecuația de transfer este

$$w = n_s p \quad [\text{mm/min}],$$

de unde rezultă că raportul de transfer

$$i = \frac{w}{n_s} = p \quad [\text{mm}]$$

este dimensional.

Înlocuind viteza de avans prin expresia ei

$$w = sn_{aș},$$

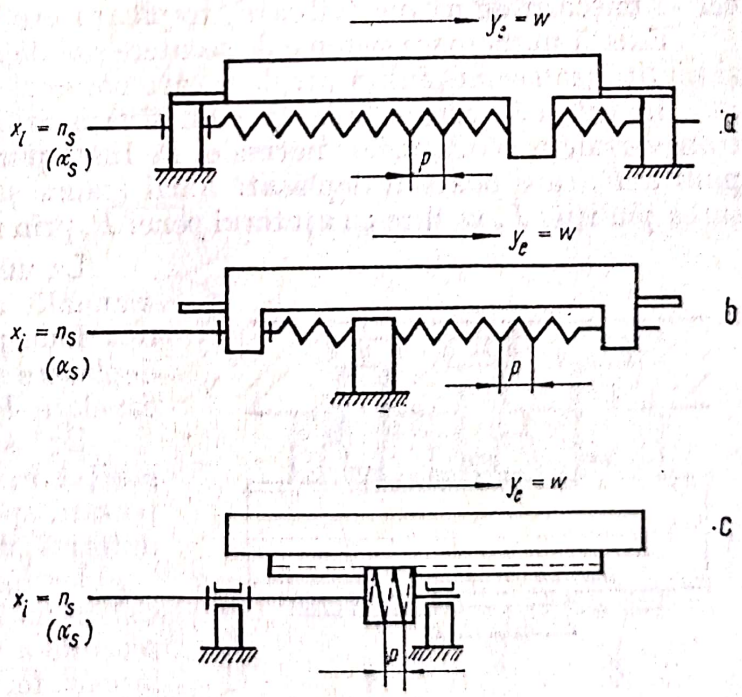


FIG. 4.20. Mecanisme de transformare a mișcării circulare în mișcare rectilinie.

se poate determina turația necesară șurubului conducător, funcție de datele concrete

$$n_s = \frac{s}{p} n_{aș} \quad [\text{rot/min}]$$

sau mărimea pasului șurubului

$$p = s \frac{n_{aș}}{n_{as}} \quad [\text{mm}].$$

În cazul avansului periodic, mișcarea de avans are loc numai pe durata de timp T_1', spațiul rezultat în această mișcare fiind mărimea avansului s. Dacă în ecuația de transfer se multiplică ambii termeni cu T_1'

$$wT_1' = n_s T_1' p,$$

rezultă

$$s = \frac{\alpha_s^\circ}{360^\circ} p \quad [\text{mm}],$$

în care $n_s T_1' = \alpha_s^\circ/360$ este unghiul α_s în grade, de care s-a rotit șurubul. Această expresie permite determinarea lui α_s sau p, funcție de elementelele cunoscute.

Una din problemele specifice transmiterii mișcării de avans, prin mecanismul șurub-piuliță, constă în eliminarea sau în reducerea jocului dintre cele două elemente ale mecanismului, care devine supărător la inversarea sensului mișcării (lipsă de precizie la poziționare) sau la frezarea în același sens cu cel al mișcării de avans (vibrații, trepidații etc.).

Există numeroase sisteme de scoatere sau de reglare a jocului dintre șurub și piuliță (sau semi-piuliță), reglare care poate fi făcută manual sau automat.

În fig. 4.21 este reprezentat un sistem utilizat curent la șurubul săniei transversale a strungurilor normale. Pe lîngă piulița fixă P_1, există o a doua piuliță P_2 care poate fi deplasată axial (gaura șurubului fiind ovală). Deplasarea piuliței P_2 se face cu ajutorul penei P, prin strîngerea șurubului acesteia.

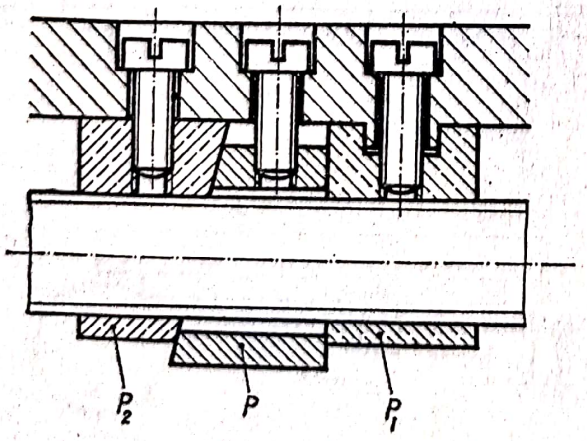


FIG. 4.21. Mecanism pentru eliminarea jocului.

La unele mașini de frezat, reglarea manuală a jocului se obține tot cu o a doua piuliță P_2 (fig. 4.22) a cărei deplasare se obține prin rotirea piuliței canelate P.

Un sistem cu autoreglare este schițat în fig. 4.23. Piulița P_2 este deplasată spre stînga față de piulița P_1, datorită unor arcuri taler A_1, A_2 ...

În fig. 4.24 este reprezentat un sistem mai complicat, utilizat în același scop de a scoate jocul automat, dar la care forța arcurilor poate fi reglată. Piulița liberă, ca și piulița care primește mișcarea, are la partea exterioară

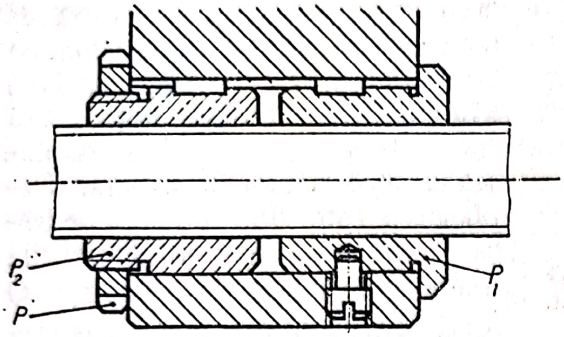


FIG. 4.22. Alt gen de mecanism pentru eliminarea jocului

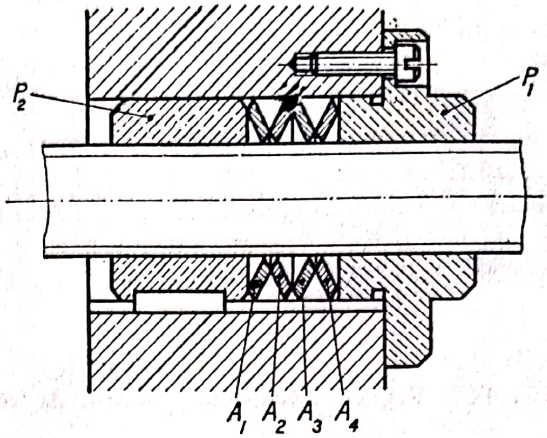


FIG. 4.23. Mecanism cu autoreglare a jocului.

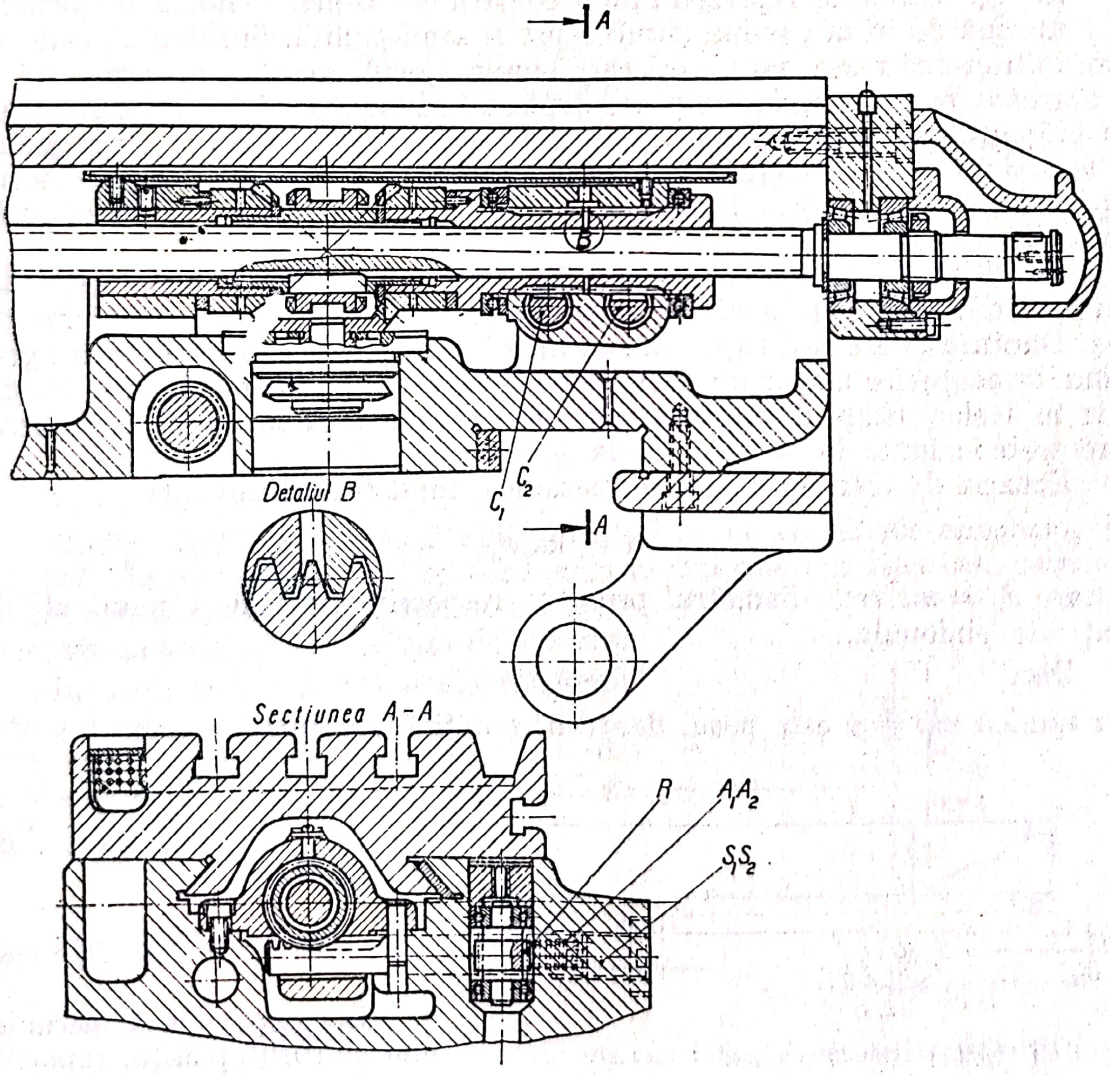


FIG. 4.24. Mecanism cu autoeliminarea jocului.

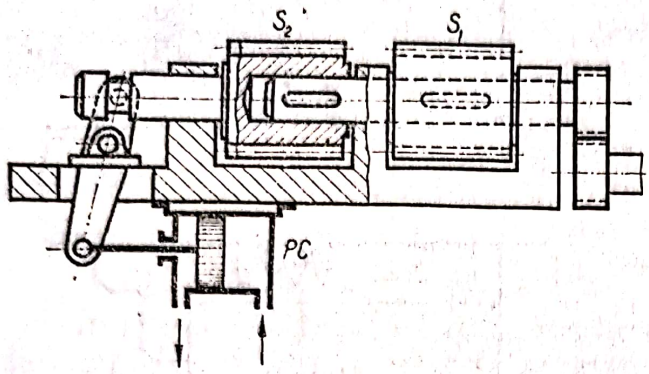


FIG. 4.25. Reglarea jocului la o mașină de frezat.

o dantură care angrenează cu cremalierele C_1 și C_2. Între aceste cremaliere, există un pinion R cu care angrenează de asemenea cremalierele C_1 și C_2, astfel că atunci cînd una se deplasează spre dreapta, cealaltă se deplasează spre stînga și invers. Deplasarea este determinată de frecarea dintre filet și flancurile uneia sau a celeilalte piulițe. O forță antagonistă deplasării cremalierelor este creată de arcurile A_1 și A_2, a căror tensiune poate fi reglată cu șuruburile S_1 și S_2.

În fig. 4.25 este reprezentată o construcție pentru eliminarea jocului, la o mașină de frezat, avînd șurub scurt și semi-piuliță. Șurubul S_1 este cel care antrenează masa, iar S_2 cel care elimină jocul. Acesta din urmă este și el antrenat prin pană, dar se poate deplasa în lungul axei, datorită sistemului hidraulic piston-cilindru PC. Comanda sensului de deplasare a pistonului se face simultan cu comanda inversării sensului de rotație a celor două șuruburi. Prin reglarea presiunii uleiului, se reglează forța de frecare dintre șuruburi și semi-piuliță.

Mecanismul cu pinion-cremalieră (fig. 4.26) are o utilizare mai restrînsă, datorită dificultății de a obține economic o cremalieră cu erori minime de pas. Dantura poate fi dreaptă sau înclinată; aceasta din urmă, datorită gradului de acoperire mai mare decît la precedenta, asigură un mers mai liniștit (dar în același timp, dă naștere și la forțe axiale în pinion și în cremalieră, care trebuie luate în considerare la proiectare).

Ecuația de transfer a acestui mecanism fiind (v. tabelul 3.1)

$$w = \pi d_p n_s,$$

în care $d = mz$ este diametrul primitiv, respectiv modulul și numărul de dinți ale pinionului.

Deci

$$w = n_s \pi m z,$$

dar fiindcă $\pi m = p$ este pasul danturii, ecuația de transfer, devine

$$w = n_s p z,$$

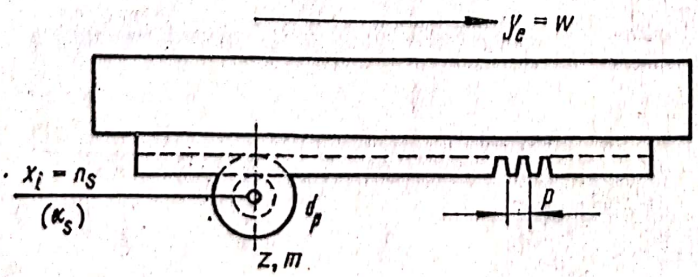


FIG. 4.26. Mecanism cu pinion-cremalieră.

din care rezultă raportul de transfer

$$i = \frac{w}{n_s} pz \quad [\text{mm}].$$

În comparație cu mecanismul cu șurub-piuliță, raportul

de transfer al mecanismului cu pinion-cremalieră este de z ori mai mare (pentru un același p), ceea ce reprezintă un dezavantaj față de primul, deoarece mișcările de avans, efectuîndu-se cu viteze mici, este necesar în ultimul caz, introducerea în plus în lanțul cinematic de avans a unor angrenaje demultiplicatoare.

Din aceeași cauză, pinionul acestui mecanism trebuie să aibă un număr cît mai mic de dinți, deci folosirea de danturi corijate.

Înlocuind viteza de avans prin expresia ei, se poate găsi expresia turației pinionului

$$n_s = \frac{s}{pz} n_{as} \quad [rot/min]$$

sau oricare din ceilalți factori care intervin în această expresie.

Pentru determinarea mărimii avansului s, în cazul avansului periodic, procedînd ca și la mecanismul cu șurub-piuliță, se obține

$$s = \frac{\alpha_s}{360^\circ} pz.$$

Și în acest caz este evident că s este de z ori mai mare (pentru același α_s și p) decît în cazul mecanismului cu șurub-piuliță.

Mecanismele cu camă și tachet pot fi foarte diferite, dar cele utilizate mai mult în construcția de mașini-unelte se pot grupa după forma camei:

— plană (cu mișcare de translație);
— cilindrică;
— disc (plană cu mișcare de rotație);

și după modul de mișcare a tachetului, pe traiectorii:

— rectilinii;
— circulare.

Studiul acestora formează obiectul disciplinei Teoria mecanismelor [5] [86] [87]. În lucrarea de față se vor studia numai cele trei tipuri de came cu tachet care se deplasează pe traiectoria rectilinie, viteza acestuia fiind viteza de avans w.

În cazul unei came plane, al cărei profil este o dreaptă înclinată cu unghiul θ în raport cu direcția de deplasare, cama deplasîndu-se cu viteza v_K, din fig. 4.27 rezultă că

$$w = v_K \operatorname{tg} \theta,$$

deci raportul de transfer este

$$\frac{w}{v_K} = tg\,\theta = i.$$

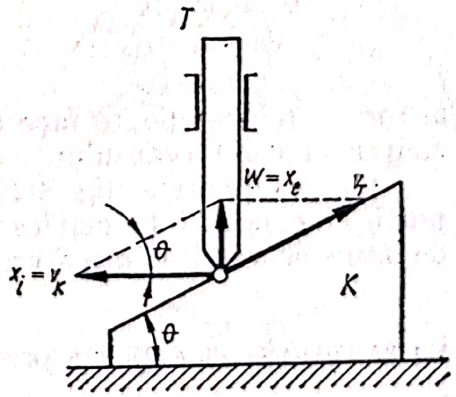


FIG. 4.27. Mecanism cu camă plană.

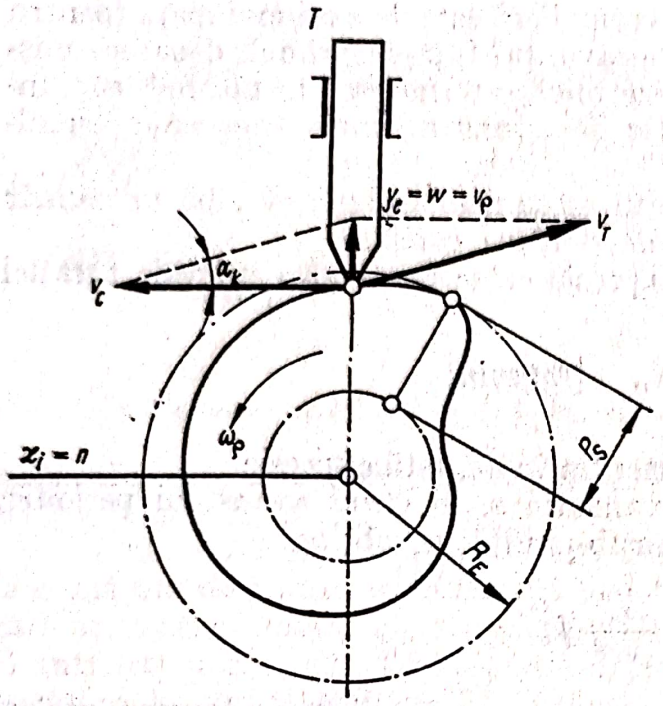


FIG. 4.28. Mecanism cu camă disc.

Egalînd ecuația de transfer cu expresia vitezei de avans $w = sn_{aș}$, se obține

$$s = \frac{v_K}{n_{aș}} \operatorname{tg} \theta,$$

deci avansul se micșorează cînd se micșorează unghiul θ.

La camele plane (fig. 4.28), profilul este o spirală arhimedică, pentru realizarea unei viteze de avans constante (dacă $\omega = \text{const.}$).

Ecuația spiralei arhimedice fiind

$$\rho = a\theta = P_s\theta,$$

în care a este pasul spiralei P_s. Dacă se derivează în raport cu timpul

$$\frac{d\rho}{dt} = P_s \frac{d\theta}{dt},$$

se obține

$$v = w = P_s\omega.$$

Pe de altă parte,

$$P_s = 2\pi R_E \operatorname{tg} \alpha_K,$$

deci

$$w = 2\pi\omega R_E \operatorname{tg} \alpha_K$$

sau încă

$$w = n_s R_E \operatorname{tg} \alpha_K.$$

care este ecuația de transfer a acestui mecanism. Multiplicînd cu timpul T_1', pentru cazul avansului periodic, se obține

$$s = \frac{\alpha_s}{360^\circ} R_E \operatorname{tg} \alpha_K,$$

asupra căreia se poate face aceeași remarcă privind influența unghiului α_K asupra mărimii avansului.

Cama cilindrică (fig. 4.29) are un profil elicoidal de pas P_E. Ea se comportă cinematic întocmai ca mecanismul cu șurub-piuliță, astfel că ecuația de transfer va fi identică cu a acestuia.

$$w = n_s P_E,$$

iar avansul se va exprima prin

$$s = \frac{\alpha_s}{360^\circ} P_E.$$

Scanned with OKEN Scanner

Totuși, spre deosebire de mecanismul cu șurub-piuliță al cărui pas p este stabilit prin standarde pe alte criterii decît cele cerute mișcării de avans, la camele cilindrice, pasul elicei P_E se poate lua oarecare.

Întrucît

$$P_E = \pi d_K \operatorname{tg} \gamma,$$

rezultă că viteza de avans se mai poate exprima prin

$$w = \pi d_K n_s \operatorname{tg} \gamma,$$

de unde rezultă că avansul

$$s = \frac{\alpha_s}{360^\circ} \pi d_K \operatorname{tg} \gamma$$

este cu atît mai mic, cu cît γ este mai mic, restul parametrilor rămînînd aceiași.

b. **Mișcarea de avans circulară** se obține prin utilizarea meselor rotative (fig. 4.30), pe care sînt fixate una sau mai multe piese. Cazul în care scula se deplasează cu mișcare de avans pe o traiectorie circulară se întîlnește mai rar. Cele ce urmează însă sînt valabile pentru ambele cazuri.

Mecanismul cu masă rotativă transformă mișcarea de rotație n_s într-o viteză de avans w după ecuația

$$w = 2\pi r n_s,$$

în care r este raza cercului la care se măsoară viteza tangențială w.

Ca urmare, raportul de transfer este

$$\frac{w}{n_s} = 2\pi r = i.$$

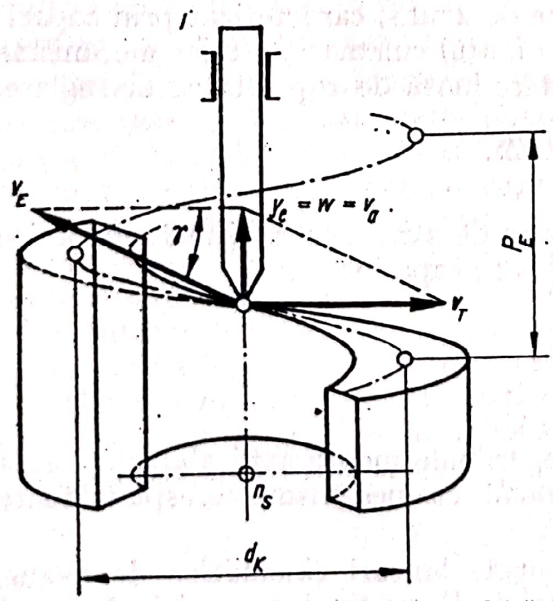


FIG. 4.29. Mecanism cu camă cilindrică.

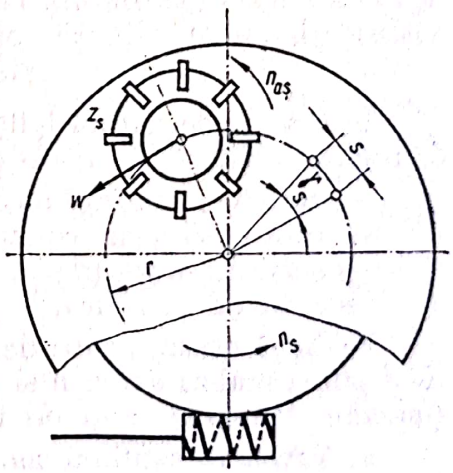


FIG. 4.30. Precizarea avansului circular.

Mișcarea de avans circulară este în marea majoritate a cazurilor o mișcare continuă și, ca urmare, și viteza de avans este constantă pe toată durata ciclului cinematic T_{cc}.

Se obișnuiește să se utilizeze mărimea de *avans pe rotație* a sculei, care rezultă din ecuația de transfer prin multiplicare cu timpul T_{cc}

$$s = 2\pi r \frac{n_s}{n_{aș}},$$

în care

$$s = s_z z_S,$$

dacă scula are z_s dinți, s fiind avansul pe dinte.

Din expresia avansului s_z se poate determina mărimea razei r pentru obținerea unui anumit avans

$$r = \frac{s}{2\pi} \cdot \frac{n_{aș}}{n_s}.$$

În unele cazuri se folosește și noțiunea de *avans unghiular* γ_s, a cărui mărime depinde de s și r.

$$\gamma_s = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{s}{r}.$$

4.2.2. Mecanisme pentru reglarea avansului continuu

Satisfacerea condiției de realizare, la capătul de ieșire al lanțului cinematic de avans, a unui domeniu de viteze de avans, caracterizat prin capacitatea de variație C_w, implică utilizarea în lanțul cinematic a unor mecanisme de reglare a căror caracteristică este determinată de capacitatea de reglare.

$$Ci''_T = \frac{C_s C n_{aș}}{C n'_0}.$$

În funcție de natura lanțului cinematic de avans, mecanismele mecanice de reglare a vitezei de avans continuu se pot grupa în:

— variatori continui mecanici;
— transmisii prin conuri în trepte;
— cutii de avansuri;
— cutii cu meandru.

Pe lîngă aceste grupe de mecanisme, trebuie menționată obligativitatea de a putea realiza avansul și pe *cale manuală*, cu mecanisme corespunzătoare (manete, manivele, roți de mînă).

a. **Variatori continui mecanici.** În unele lanțuri cinematice de avans, se folosesc ca mecanisme de reglare variatorii continui mecanici, de tipul celor studiați la lanțul cinematic principal.

Scanned with OKEN Scanner

Mișcarea de avans circulară este în marea majoritate a cazurilor o mișcare continuă și, ca urmare, și viteza de avans este constantă pe toată durata ciclului cinematic T_{cc}.

Se obișnuiește să se utilizeze mărimea de *avans pe rotație* a sculei, care rezultă din ecuația de transfer prin multiplicare cu timpul T_{cc}

$$s = 2\pi r \frac{n_s}{n_{as}},$$

în care

$$s = s_z z_S,$$

dacă scula are z_s dinți, s fiind avansul pe dinte.

Din expresia avansului s_z se poate determina mărimea razei r pentru obținerea unui anumit avans

$$r = \frac{s}{2\pi} \cdot \frac{n_{as}}{n_s}.$$

În unele cazuri se folosește și noțiunea de *avans unghiular* γ_s, a cărui mărime depinde de s și r.

$$\gamma_s = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{s}{r}.$$

4.2.2. Mecanisme pentru reglarea avansului continuu

Satisfacerea condiției de realizare, la capătul de ieșire al lanțului cinematic de avans, a unui domeniu de viteze de avans, caracterizat prin capacitatea de variație C_w, implică utilizarea în lanțul cinematic a unor mecanisme de reglare a căror caracteristică este determinată de capacitatea de reglare.

$$Ci'_T = \frac{C_s C n_{as}}{C n'_0}.$$

În funcție de natura lanțului cinematic de avans, mecanismele mecanice de reglare a vitezei de avans continuu se pot grupa în:

— variatori continui mecanici;
— transmisii prin conuri în trepte;
— cutii de avansuri;
— cutii cu meandru.

Pe lîngă aceste grupe de mecanisme, trebuie menționată obligativitatea de a putea realiza avansul și pe *cale manuală*, cu mecanisme corespunzătoare (manete, manivele, roți de mînă).

a. **Variatori continui mecanici.** În unele lanțuri cinematice de avans, se folosesc ca mecanisme de reglare variatorii continui mecanici, de tipul celor studiați la lanțul cinematic principal.

Scanned with CamScanner

Aceștia permit o variație continuă a turației, și deci o reglare continuă a vitezei de avans la capătul de ieșire al lanțului cinematic, în întreg domeniul de reglare al acesteia.

Capacitatea de reglare a acestor variatori nu depășește valoarea 9, limitînd utilizarea lor numai la cazurile în care această capacitate de reglare este corespunzătoare.

b. **Transmisii prin conuri în trepte.** Utilizate pe scară largă la mașinile-unelte din trecut, astăzi sînt pe cale de dispariție datorită capacității de reglare mică și a numărului redus de rapoarte de transmitere ce pot fi obținute. Totuși, avînd în vedere economicitatea construcției și a întreținerii, transmisiile cu conuri în trepte mai pot fi întîlnite în unele construcții de lanțuri cinematice de avans.

c. **Cutii de avansuri.** Cutiile de avansuri sînt construcții cu angrenaje, în unele cazuri similare cutiilor de viteze, putîndu-se grupa în:

— cutii tip cutie de viteze;
— cutii cu roți de schimb,
— cutii cu braț mobil (Norton);
— cutii cu pană mobilă.

Cutiile de avansuri, similare cutiilor de viteze, au o largă utilizare, datorită capacității de reglare mare, pe care o pot realiza.

Din punct de vedere cinematic, ele se construiesc pe baza unei diagrame de turații în serie geometrică, întocmai ca și cutiile de viteze.

Din punct de vedere constructiv, nu diferă de cutiile de viteze decît prin gabarit, deoarece puterea transmisă este mult mai mică decît în cazul cutiilor de viteze. Schimbarea turațiilor se face în majoritatea cazurilor prin roți baladoare, acționate manual sau hidraulic. Automatizarea a impus, în multe cazuri, folosirea ambreiajelor cu lamele, acționate hidraulic sau electromagnetic prin comenzi, în genere, electrice.

Cutiile cu roți de schimb sînt utilizate la mașinile-unelte pentru producția de serie mare și de masă, datorită considerentelor arătate la cutiile de viteze cu roți de schimb, față de care nu se deosebesc nici din punct de vedere cinematic și nici din punct de vedere constructiv.

Cutiile cu braț mobil, denumite și cutii Norton, constau (fig. 4.31) dintr-un număr de roți dințate $z_1, \ldots, z_q$, fixate pe axul I și dintr-un braț mobil B, care poate fi deplasat în lungul axului II și rotit în jurul acestuia, astfel încît roata intermediară z_i, care angrenează permanent cu roata z de pe axul II, să poată fi angrenată cu oricare roată $z_1, \ldots, z_q$ a axului I.

Brațul mobil B se poziționează cu ajutorul unui cep C care intră în găurile $1, 2, \ldots, q$ de pe capacul cutiei de avansuri.

Rapoartele de transmitere

$$i_k = \frac{z_k}{z_i} \cdot \frac{z_i}{z} = \frac{z_k}{z}$$

pot fi în serie geometrică sau nu.

Scanned with CamScanner

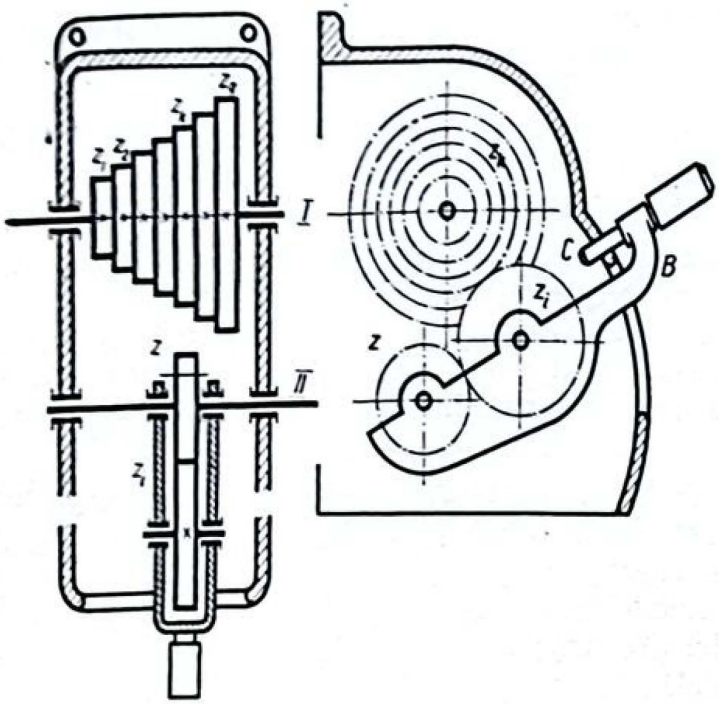


FIG. 4.31. Cutie de avans cu braț mobil (Norton).

Numărul q de roți, și deci de rapoarte de transmitere, este de 6 pînă la 9 și mai rar pînă la 12.

Capacitatea de reglare i_{max}/i_{min} poate fi 2 pînă la 4, deci mică, din care cauză se utilizează împreună cu o cutie de multiplicare.

Cutiile cu braț mobil prezintă unele dezavantaje cauzate de deschiderea necesară ieșirii brațului mobil prin peretele cutiei, care dă posibilitatea intrării în interior a așchiilor, prafului abraziv etc., ca și ieșirii uleiului de ungere din cutie. De asemenea, un alt dezavantaj constă în slaba rigiditate a brațului mobil care se poziționează și se fixează numai printr-un simplu cep C. Creșterea gabaritului (lungimii) cutiei, la creșterea numărului de rapoarte de transmitere, prezintă un alt dezavantaj al acestor cutii de avans.

Cutia cu braț mobil, datorită acestor deficiențe, nu are o largă utilizare în construcția de mașini-unelte, exceptînd cazul strungurilor normale, la care cutia de filete, construită sub această formă, este utilizată și ca cutie de avansuri, în lanțul cinematic de avans.

Cutiile cu pană mobilă constau dintr-un număr de q angrenaje, dispuse între două axe (fig. 4.32) ale căror roți ($z = 24, 46, 61$, și $48, 38, 31$) sînt fixe pe ax, iar cele cu care angrenează ($z = 68, 46, 31$ și $46, 54, 61$) sînt libere.

Roțile libere pot fi solidarizate prin intermediul unei *pene mobile* (P_1, P_2) care poate fi deplasată în canalul pe care îl posedă axul, obținîndu-se astfel transmiterea mișcării între axe prin unul dintre angrenaje.

Cutia de avans cu pană mobilă permite realizarea a 3—5 rapoarte de transmitere și mai rar 2 sau maximum 10. Rapoartele de transmitere pot fi în serie geometrică sau nu. Capacitatea totală de reglare poate fi de 2 pînă la 6, excepțional 8.

Se folosesc pentru turații și momente mici, ceea ce corespunde solicitărilor unei cutii de avansuri.

Utilizarea cutiilor cu pană mobilă este actualmente restrînsă, datorită mai multor cauze ca: capacitate de reglare mică, axul cu canalul de pană

Scanned with CamScanner

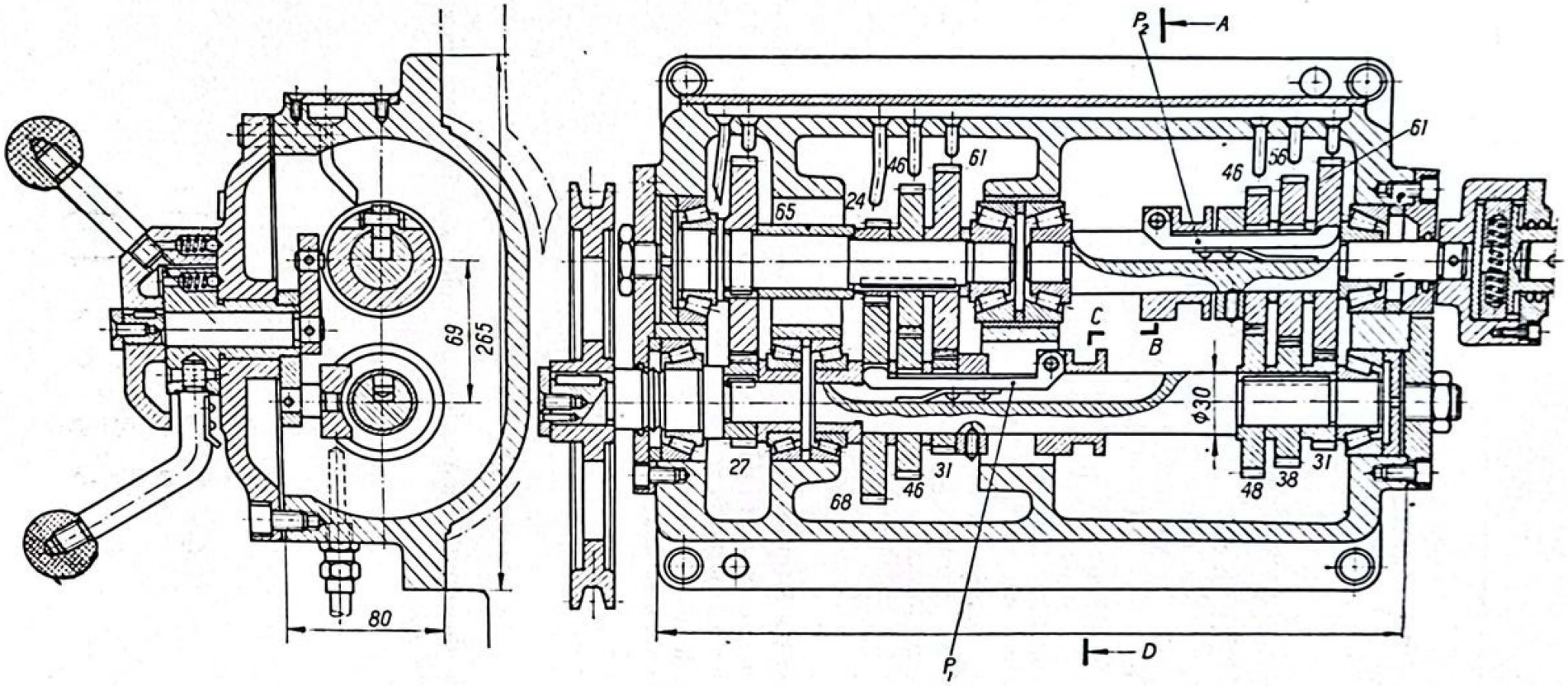


FIG. 4,32. Cutie de avans cu pană mobilă.

Scanned with CamScanner

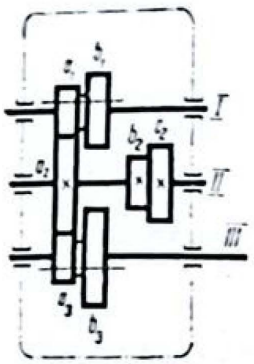


FIG. 4.33. Cutie de multiplicare cu baladori.

mobilă mult slăbit din cauza adîncimii mai mari a acestuia decît a canalului de pană normal, uzura intensă a danturii și a bucșelor roților libere, roți care se rotesc tot timpul, construcție relativ complicată a mecanismului de manevrare a penei mobile, cînd numărul de angrenaje trece de trei.

Ultima cauză a dus la construcții cu două pene mobile, așezate astfel ca atunci cînd una din pene se află în canalul unei roți, cealaltă pană să se afle între două roți alăturate.

d. **Cutiile de multiplicare.** Cutiile de multiplicare nu sînt cutii de avansuri propriu-zise, dar se folosesc de multe ori împreună cu acestea (sau cu cutiile de filetare), în scopul multiplicării numărului de rapoarte de transmitere ale cutiilor de avans (sau de filetare).

Rapoartele de transmitere ale cutiilor de multiplicare sînt în serie geometrică, de obicei cu rația $\varphi = (1/2)^k$, ceea ce determină serii de rapoarte de transmitere de forma.

$$\cdots \frac{4}{1};\ \frac{2}{1};\ \frac{1}{1};\ \frac{1}{2};\ \frac{1}{4} \cdots$$

Se folosesc două tipuri constructive: cu baladori și cu meandru.

—Cutia de multiplicare cu baladori (fig. 4.33) constă din trei axe, doi baladori a_1b_1 și a_3b_3, precum și trei roți fixe pe axul *II*.

Numerele de dinți a unora dintre roți sînt egale între ele (dar de module diferite) după cum urmează:

$$a_1 = a_3 = b_2 = A;$$
$$a_2 = b_3 = B;$$
$$b_1 = c_2 = C.$$

În funcție de comutările posibile ale celor doi baladori, rapoartele de transmitere vor fi:

$$i_1 = \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{a_2}{a_3} = \frac{a_1}{a_3} = \frac{A}{A} = \frac{1}{1};$$

$$i_2 = \frac{b_1}{c_2} \cdot \frac{b_2}{b_3} = \frac{C}{C} \cdot \frac{A}{B} = \frac{A}{B};$$

$$i_3 = \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{b_2}{b_3} = \frac{A}{B} \cdot \frac{A}{B} = \left(\frac{A}{B}\right)^2;$$

$$i_4 = \frac{b_1}{c_2} \cdot \frac{a_2}{a_3} = \frac{C}{C} \cdot \frac{B}{A} = \left(\frac{A}{B}\right)^{-1}.$$

Scanned with CamScanner

Dacă constructiv se ia, de exemplu $B = 2A$, atunci rapoartele de transmitere vor fi: 1/1; 1/2; 1/4 și 2/1. Pentru alte condiții impuse numerelor de dinți A și B, se pot obține alte rapoarte de transmitere în serie geometrică, cu alte rații.

Cutia de multiplicare cu baladori este simplă, însă nu permite obținerea decît a patru rapoarte de transmitere.

— Cutia cu meandru conține trei axe, între primele două aflîndu-se blocuri de cîte două roți dințate libere pe aceste axe, dar care angrenează între ele după cum se vede în fig. 4.34.

Pe axul I se află fixată roata a_1, iar pe axul III un braț mobil B avînd roata intermediară z_i care, putînd angrena pe rînd cu roțile b_1, a_2, b_3 ..., transmite prin roata c mișcarea la axul III de ieșire.

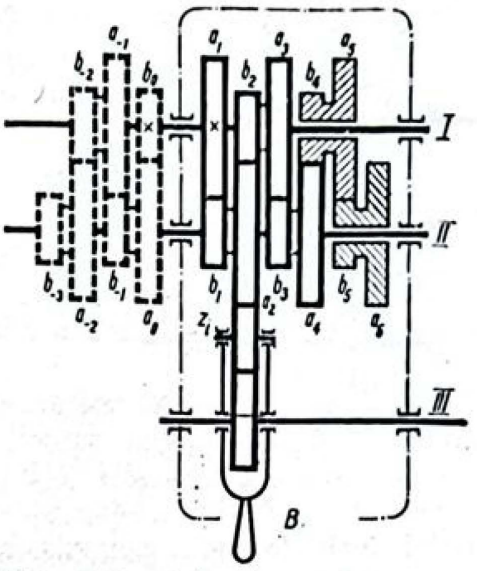


FIG. 4.34. Cutie de multiplicare cu meandru și braț mobil.

Roțile $a_1, a_2, a_3, \ldots$ au un același număr a de dinți, după cum și roțile $b_1, b_2, b_3, \ldots$ sînt identice între ele avînd b dinți. Roata c de pe axul III are și ea un număr de dinți, egal fie cu a, fie cu b.

Considerînd cazul în care $c = b$, rapoartele de transmitere vor fi

$$i_1 = \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{b_1}{z_i} \cdot \frac{z_i}{c} = \frac{a}{b} \cdot \frac{b}{z_i} \cdot \frac{z_i}{b} = \frac{a}{b};$$

$$i_2 = \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{a_2}{z_i} \cdot \frac{z_i}{c} = \frac{a}{b} \cdot \frac{a}{z_i} \cdot \frac{z_i}{b} = \left(\frac{a}{b}\right)^2;$$

$$i_k = \left(\frac{a}{b}\right)^k,$$

deci rapoartele de transmitere sînt în serie geometrică cu rația $\varphi = a/b$.

Pentru $a/b = 2/1$ (ca în figură), vor rezulta rapoartele de transmitere de forma

$$\frac{2}{1}; \quad \frac{4}{1}; \quad \frac{8}{1}; \quad \frac{16}{1} \ldots$$

Dacă $a/b = 1/2$, rapoartele de transmitere vor fi

$$\frac{1}{2}; \quad \frac{1}{4}; \quad \frac{1}{8}; \quad \frac{1}{16} \ldots$$

Scanned with CamScanner

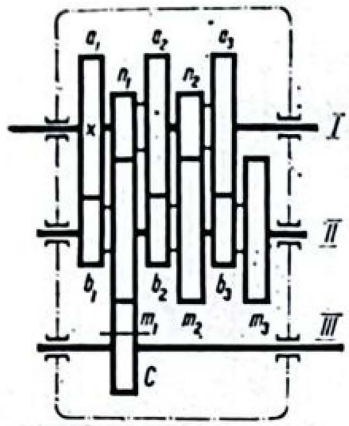


FIG. 4.35. Cutie de multiplicare cu meandru și balador.

Considerînd în stînga, o dispoziție similară de roți (indicate punctat), dar la care roata b_0 este solidară cu axul I se găsește ușor că

$$i_0 = \frac{b}{a} = \left(\frac{a}{b}\right)^0$$

$$i_{-1} = \frac{b}{a} = \left(\frac{a}{b}\right)^{-1}$$

$$\vdots$$

$$i_{-k} = \left(\frac{b}{a}\right)^k = \left(\frac{a}{b}\right)^{-k},$$

astfel încît formula generală este

$$i_k = \left(\frac{a}{b}\right)^k,$$

ținînd seama ca semnul exponentului să fie același ca și al indicelui raportului de transmitere.

O astfel de construcție permite obținerea de rapoarte de transmitere, demultiplicatoare și multiplicatoare, de exemplu (pentru $a/b = 2/1$)

$$\ldots \frac{1}{8},\ \frac{1}{4},\ \frac{1}{2},\ \frac{1}{1},\ \frac{2}{1},\ \frac{4}{1},\ \frac{8}{1} \ldots$$

ceea ce este foarte util pentru cutiile de avansuri și în special pentru cele de filete.

Deficiența meandrului cu braț mobil este identică cu aceea a cutiei de avansuri cu braț mobil: deschizătura în capacul cutiei și slaba rigiditate a brațului.

Aceste deficiențe pot fi eliminate, dacă se înlocuiește brațul mobil, printr-o roată baladoare care poate angrena cu toate roțile m (fig. 4.35) ca avînd același număr de dinți.

În concordanță cu noile notații, rapoartele de transmitere vor fi (considerînd că $m = a$; $n = b$ și $c = b$) ca și în cazul precedent:

$$i_1 = \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{m_1}{c} = \frac{a}{b} \cdot \frac{m}{n};$$

$$i_2 = \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{m_1}{n_1} \cdot \frac{a_2}{b_2} \cdot \frac{m_2}{c} = \left(\frac{a}{b}\right)^2 \left(\frac{m}{n}\right)^2;$$

$$\vdots$$

$$i_k = \left(\frac{a}{b}\right)^k \left(\frac{m}{n}\right)^k.$$

Scanned with CamScanner

În condiția $m = a$ și $n = b$, termenul general al seriei devine

$$i^k = \left(\frac{a}{b}\right)^{2k}.$$

Astfel, pentru $a/b = 1/2$ și $c = a$ rezultă rapoartele de transmitere

$$\frac{1}{1};\ \frac{1}{4};\ \frac{1}{16},\ \frac{1}{64}\ldots$$

Ca și în cazul precedent, fixarea pe axul I a unei roți b duce la rapoarte inverse precedentelor.

Rapoartele obținute cresc (sau scad) foarte repede, ceea ce le face inutilizabile în construcția de mașini-unelte. Pentru realizarea unor rapoarte corespunzătoare, de exemplu de forma 1/2, 1/4, 1/8, ... și inversele lor, ar fi necesar ca raportul de transmitere al angrenajelor a/b să fie de forma $\sqrt{a/b}$, ceea ce este foarte dificil, dacă nu imposibil de obținut.

Totuși această problemă se poate soluționa relativ ușor, dacă în raportul de transmitere al termenului general se face unul dintre rapoartele de transmitere egal cu unitatea. Astfel, pentru $m = n$, expresia precedentă devine

$$i_k = \left(\frac{a}{b}\right)^k$$

și, ca urmare, de exemplu pentru $a/b = 1/2$, se obține aceiași serie de rapoarte de transmitere:

$$\frac{1}{1};\ \frac{1}{2};\ \frac{1}{4};\ \frac{1}{8}\ldots$$

4.2.3. Mecanisme pentru reglarea avansului periodic

Avansul periodic, necesar unor mașini-unelte cum sînt șepingurile, rabotezele, mortezele, mașinile de rectificat, unele mașini de prelucrat dantura, unele strunguri grele, etc., se obține dintr-o mișcare circulară sau rectilinie prin intermediul unor mecanisme care trebuie să funcționeze numai un timp T_1' din timpul T_{cc} al unui ciclu de așchiere.

Mecanismele folosite în acest scop sînt mecanismul cu clichet și mecanismul cu cruce de Malta, acesta din urmă însă foarte rar utilizat.

a. **Mecanismul cu clichet,** constă (fig. 4.36) din roata de clichet RC și clichetul C fixat pe un braț care poate oscila în jurul axei roții de clichet de un unghi α_s. În unul din sensuri, clichetul antrenează roata de clichet care este solidară cu șurubul conducător SC, în timp ce în celălalt sens clichetul sare peste dinții roții fără a o antrena, revenind astfel în poziția inițială.

În unele cazuri, în cursa de înapoiere, datorită frecării dintre clichet și roata sa, și a jocului dintre piuliță și șurubul antrenat, roata de clichet poate fi rotită în sens invers de un unghi foarte mic, care împiedică ulterior

Scanned with CamScanner

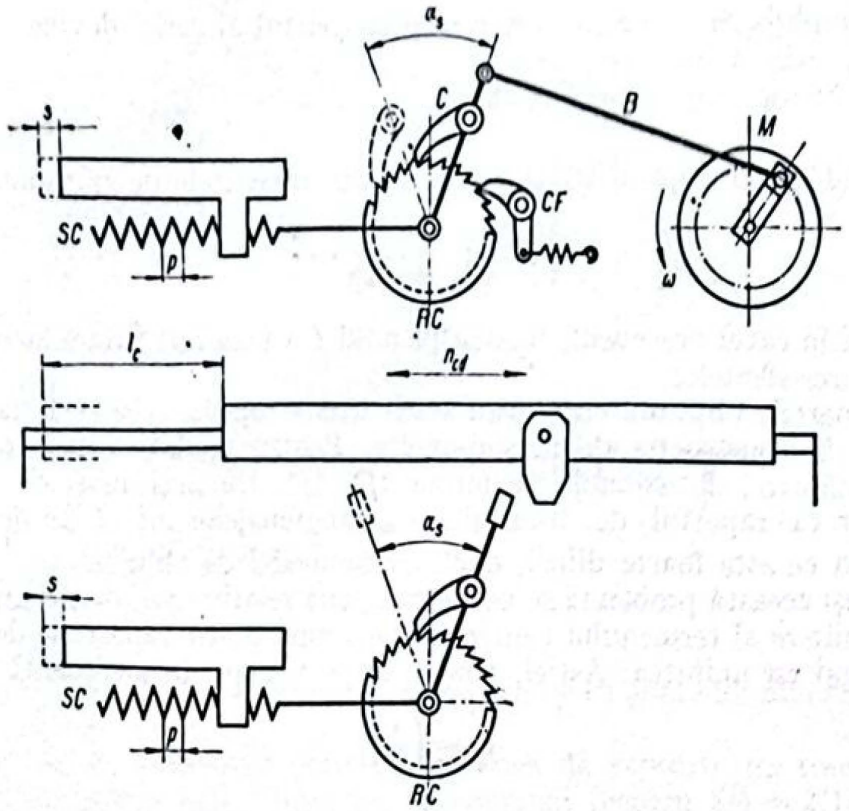


FIG. 4.36. Mecanisme cu clichet.

buna funcționare a acestui mecanism. Se previne rotirea în sens invers a roții de clichet prin introducerea unui clichet fix *CF*, care permite rotirea roții de clichet numai într-un singur sens.

Mișcarea de oscilare a clichetului se poate obține de la o mișcare de rotație ca în fig. 4.36, sus, sau de la o mișcare de translație (fig. 4.36, jos).

Dantura roții de clichet poate fi — ca poziție — exterioară, interioară și mai rar frontală, iar ca formă — cu dinți asimetrici (fig. 4.37, *a*, *b*) sau simetrici (fig. 4.37, *c*, *d*). Dantura asimetrică este utilizată în cazul transmiterii mișcării numai într-un singur sens. Pentru dantura simetrică, profilul poate fi de dantură normală *c* sau trapezoidală *d*. În toate cazurile, dimensionarea danturii se face pe bază de modul (nenormalizat pentru *a*, *b* și *d*) $m = d/z_c$ în care d este diametrul exterior și z_c numărul de dinți ai roții de clichet.

Pentru roțile de clichet cu mișcare reversibilă, clichetul are o formă corespunzătoare (fig. 4.38) pentru a putea funcționa în ambele sensuri. Acest fel de construcții se folosesc în special la șeping, raboteză, morteză și strunguri grele.

Unghiul α_s, de rotire a roții de clichet, trebuie să poată fi variat, pentru a obține avansuri de mărimi diferite. În acest scop, brațul portclichet este ac-

Scanned with CamScanner

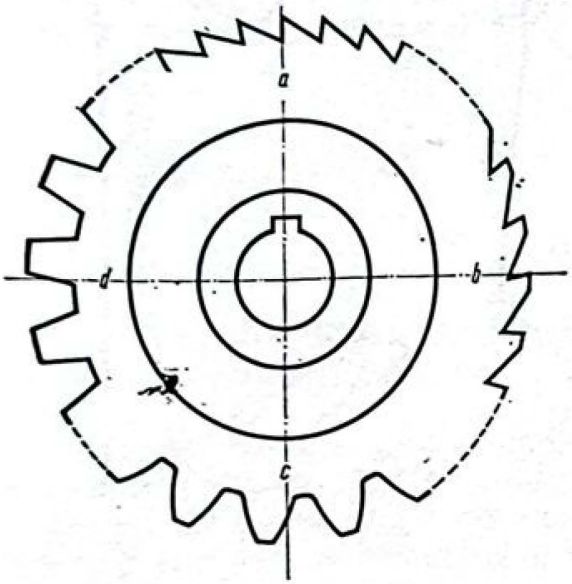


FIG. 4.37. Dantura roților de clichet.

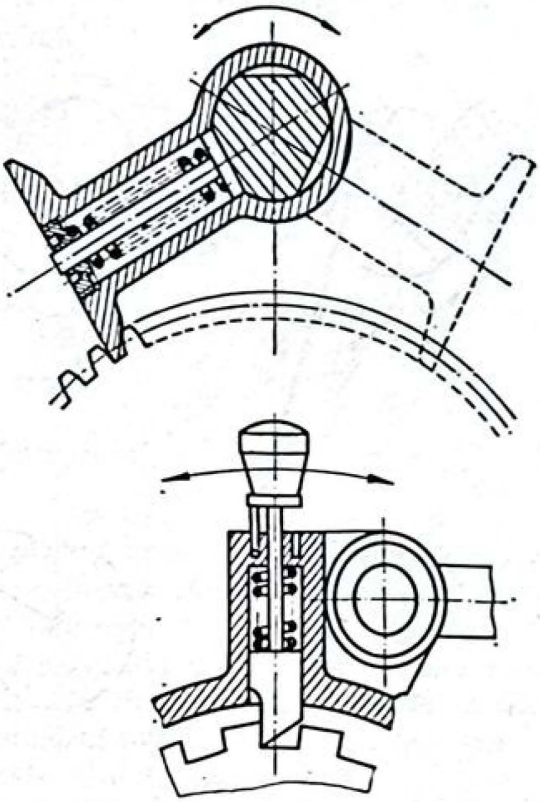


FIG. 4.38. Tipuri de clicheți.

ționat prin diferite mecanisme ca: pîrghii, came, excentrice, mecanisme hidraulice etc.

Mecanismul cu clichet din fig. 4.39, *a* este acționat printr-o biela-manivelă, mărimea unghiului α_s depinzînd de mărimea r a manivelei, mărime reglabilă. În fig. 4.39, *b*, excentricul (sau o camă) E face să oscileze culisa C. Funcție de poziția pietrei c pe lungimea l se poate varia mărimea lui α_s.

Un sistem cu reglare mai precisă este cel din fig. 4.39, *c*. Cama K acționează asupra brațului B care este legat cu brațul clichetului prin tija T. Arcul R asigură contactul brațului B cu cama. Doi opritori reglabili O_1 și O_2 limitează cursa clichetului, O_1 prin scoaterea acestuia din roata de clichet, O_2 prin limitarea cursei brațul B, limitare care poate merge pînă la lipsa de contact între camă și acest braț, ceea ce înseamnă unghiul $\alpha_s = 0$, avans nul.

În fig. 4.40, este prezentată o altă soluție pentru reglarea unghiului α_s, utilizînd un scurt S care acoperă mai mulți sau mai puțini dinți ai roții de clichet, determinînd o rotire de unghi α_s diferit, pentru o oscilare a brațului portclichet, de unghi β totdeauna constant. Poziționarea scutului în pozițiile 1, 2, ... permite clichetului să antreneze un număr corespunzător de dinți ai roții de clichet.

Scanned with CamScanner

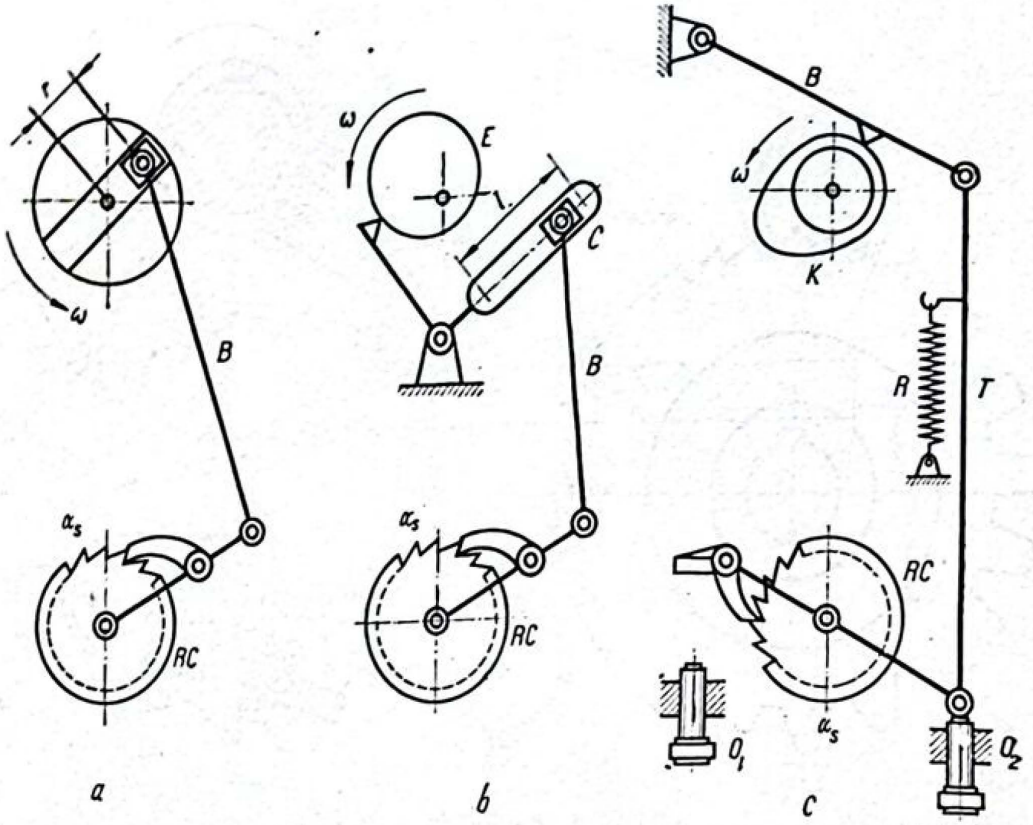


FIG. 4.39. Mecanisme cu clichet.

Un mecanism acționat hidraulic este reprezentat în fig. 4.41. Sub acțiunea uleiului trimis în dreapta pistonului P, brațul portclichet se deplasează spre stînga pînă la șurubul opritor S. Distanța a, reglabilă prin șurubul S, determină mărimea unghiului α_s. Altă construcție hidraulică este reprezentată în fig. 4.47.

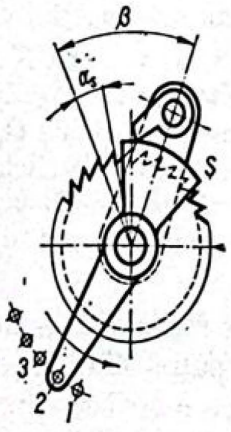


FIG. 4.40. Mecanism cu clichet reglabil prin scut.

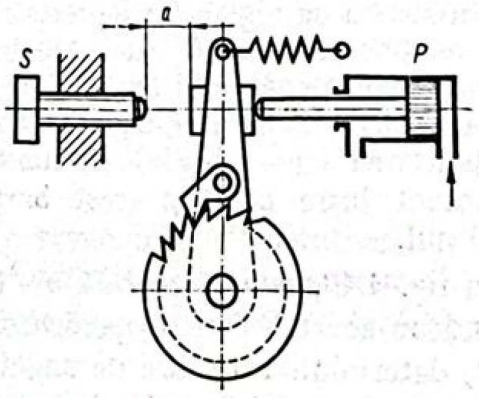


FIG. 4.41. Mecanism cu clichet acționat hidraulic.

Scanned with CamScanner

b. **Dimensionarea roții de clichet.** Unghiul de rotire al roții de clichet depinde de numărul q_c de dinți deplasați la o oscilare a clichetului, precum și de numărul z_c de dinți al roții de clichet.

$$\alpha_s = 360° \frac{q_c}{z_c}.$$

Pe de altă parte, funcție de pasul p al șurubului (fig. 4.36), mărimea lui α_s trebuie să determine o anumită mărime de avans s

$$\alpha_s = 360° \frac{s}{p}.$$

Din reglare rezultă că

$$s = \frac{p}{z_c} \cdot q_c \ \text{[mm/ciclu]}.$$

Problema specifică a acestor mecanisme constă în analiza condițiilor realizării avansului celui mai mic, problemă ridicată de mașinile de rectificat.

Avansul minim se obține, după cum rezultă din expresia precedentă, pentru un șurub cu pasul p cît mai mic și o roată de clichet cu un număr de dinți z_c cît mai mare. Cît privește numărul minim de dinți q_c, care pot fi deplasați la o oscilare a clichetului, acesta este $q_{c\,min} = 1$ dinte.

Pasul șurubului conducător este, pe de altă parte, condiționat de criterii de rezistență și de uzură, astfel încît, de exemplu, la mașinile de rectificat rotund, la care acest șurub deplasează păpușa portpiatră, ansamblu greu, el nu poate fi ales mai mic de 3—4 mm.

Numărul de dinți al roții de clichet nu poate fi ales prea mare, pe de o parte din cauză că dintele trebuie să aibă o rezistență suficientă la rupere, iar pe de altă parte, cu creșterea numărului acestora, roata de clichet capătă dimensiuni prohibitive.

Pentru un diametru de 200—250 mm al roții de clichet și modul 1 mm, aceasta poate avea circa 200—250 dinți. În aceste condiții limită, avansul minim va fi

$$s_{min} = \frac{3}{250} = 0{,}012 \text{ mm}$$

pentru un dinte al roții de clichet.

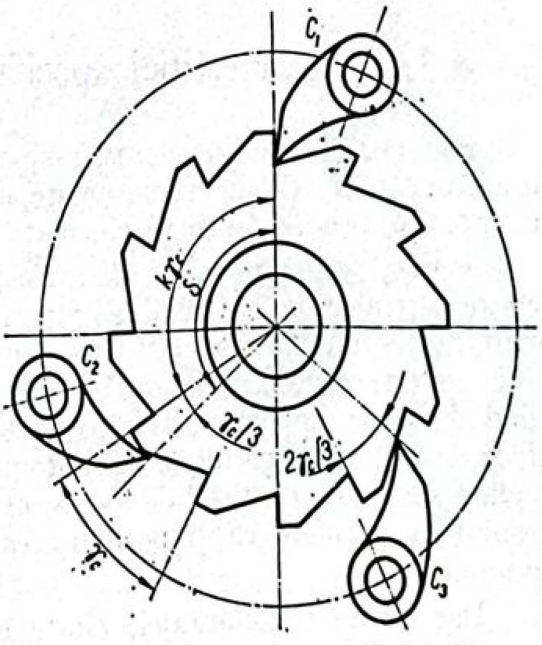


FIG. 4.42. Mecanism cu trei clicheți.

Scanned with CamScanner

Acest avans minim, pentru mașinile de rectificat este cu mult prea mare, deoarece mărimea avansului trebuie să fie de ordinul toleranței care se dorește a se obține la piesele rectificate, dacă nu chiar mai mic decît aceasta. Problema se soluționează prin interpunerea între roata de clichet și șurubul conducător al unor angrenaje demultiplicatoare.

Alte soluții constau în utilizarea mai multor clicheți (fig. 4.42). Dispoziția acestora trebuie făcută astfel, încît unghiul δ dintre aceștia să fie

$$\delta = \left(k + \frac{1}{n}\right) \gamma_c,$$

în care k este un număr întreg (de dinți), iar n —numărul de clicheți. În acest caz, oscilația brațului portclichet poate fi mai mică decît un pas unghiular (și anume egală cu γ_c/n), avansul rezultînd de n ori mai mic decît în cazul mecanismului cu un singur clichet.

Numărul maxim de clicheți este, de obicei, trei.

Pentru toate mecanismele cu clichet, avansul maxim care poate fi realizat, pentru p și z_c date, depinde de mărimea maximă a lui q_c, numărul de dinți ai roții de clichet, deplasați la o oscilație a clichetului.

Pentru proiectare însă, avansul maxim depinde de posibilitatea de a realiza un unghi α_s cît mai mare, deci s_{max} depinde de z_c. Mărimea unghiului α_s poate ajunge în unele cazuri pînă la 90—100°; în majoritatea cazurilor însă, $\alpha_s \leqslant 45°$.

4.3. SISTEME HIDRAULICE DE LANȚURI CINEMATICE DE AVANS

4.3.1. Caracteristici specifice

Sistemele hidraulice pentru realizarea mișcării de avans, au o largă utilizare în construcția de mașini-unelte, datorită caracteristicilor specifice citate în cap. 3.6, privind lanțurile cinematice principale hidraulice.

Totuși, pentru mișcarea de avans, care se realizează aproape în exclusivitate pe traiectorii rectilinii, acționarea hidraulică cu motor pentru mișcarea rectilinie se impune în raport cu sistemele mecanice, prin simplitate constructivă, inversarea sensului mișcării ușoară, fenomenele dinamice de inversare fiind de mică importanță, prin posibilitatea realizării comode a combinațiilor de cicluri de prelucrare și automatizarea acestora, prin posibilitatea de reglare continuă a vitezei de avans, asigurînd astfel realizarea optimă a procesului de așchiere ca și posibilitatea de realizare a sistemelor de copiere hidraulice..

Dar dintre dezavantajele citate în paragraful amintit, la sistemele hidraulice pentru mișcarea de avans, cel mai neplăcut este instabilitatea vitezei

Scanned with CamScanner

la variația efortului de așchiere, instabilitate care apare mai pregnant în aceste sisteme, datorită faptului că viteza de avans este mică în raport cu viteza de așchiere realizată pe aceleași căi, astfel că debitele de ulei sînt mici și foarte mici, ajungînd la ordinul cm³/min. Orice variație a pierderilor de ulei, a variației viscozității etc. are o influență foarte mare asupra mărimii vitezei de avans. Din această cauză, sînt necesare măsuri mai severe pentru menținerea stabilității decît în cazul sistemelor hidraulice ale lanțurilor cinematice principale.

Mișcarea de avans pe traiectorii circulare, realizată pe cale hidraulică, are o utilizare mai restrînsă, folosindu-se în acest scop motoare hidraulice rotative.

4.3.2. Structură

Spre deosebire de sistemele hidraulice pentru lanțurile cinematice principale, cele pentru lanțurile cinematice de avans conțin o aparatură mai complexă, datorită utilizării în aceste sisteme a pompelor cu debit constant, ceea ce implică necesitatea unui aparataj îndeplinind funcțiile de reglare a debitului, inversarea sensului de circulație a uleiului, întreruperea circuitului de ulei etc.

Schema structurală a unui lanț cinematic hidraulic pentru mișcarea de avans, rectilinie, se va prezenta, din cauzele citate, ca în fig. 4.43.

În această schemă, P_{DC} este pompa cu debit constant, D_R — droselul — mecanismul de reglare a debitului de ulei trimis motorului hidraulic M_H, OP aparatajul de întrerupere a circuitului de ulei prin trimiterea debitului pompei spre rezervorul R_Z de ulei, I —inversorului de circulație a uleiului și S_B stabilizatorul de viteză.

În unele cazuri, în locul droselului se utilizează o pompă cu debit variabil, de construcție specială, denumită pompă hidromatică sau pompă de dozare.

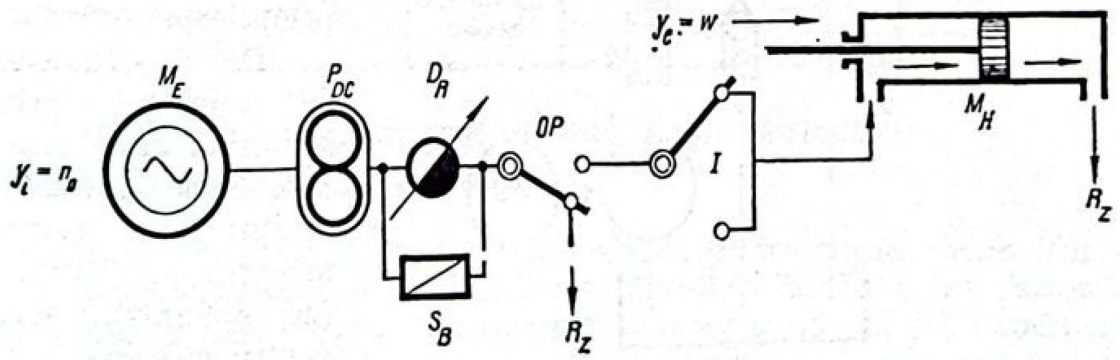


FIG. 4.43. Lanț cinematic de avans hidraulic.

4.3.3. Schemele sistemelor hidraulice

Pentru a se putea urmări modul de funcționare al sistemului hidraulic, se folosesc pe plan internațional reprezentări simbolice asemănătoare, dar nu integral identice, din lipsa unei acceptări unanime.

Întrucît aceste reprezentări simbolice diferă de reprezentarea simbolică funcțională utilizată de noi în prezenta lucrare, se dau în tabelul 4.2 cele mai importante simboluri utilizate în țara noastră.

Conform acestor simboluri, schema structurală din fig. 4.43. se reprezintă prin schema hidraulică din fig. 4.44, în care se mențin aceleași notații pentru identificare.

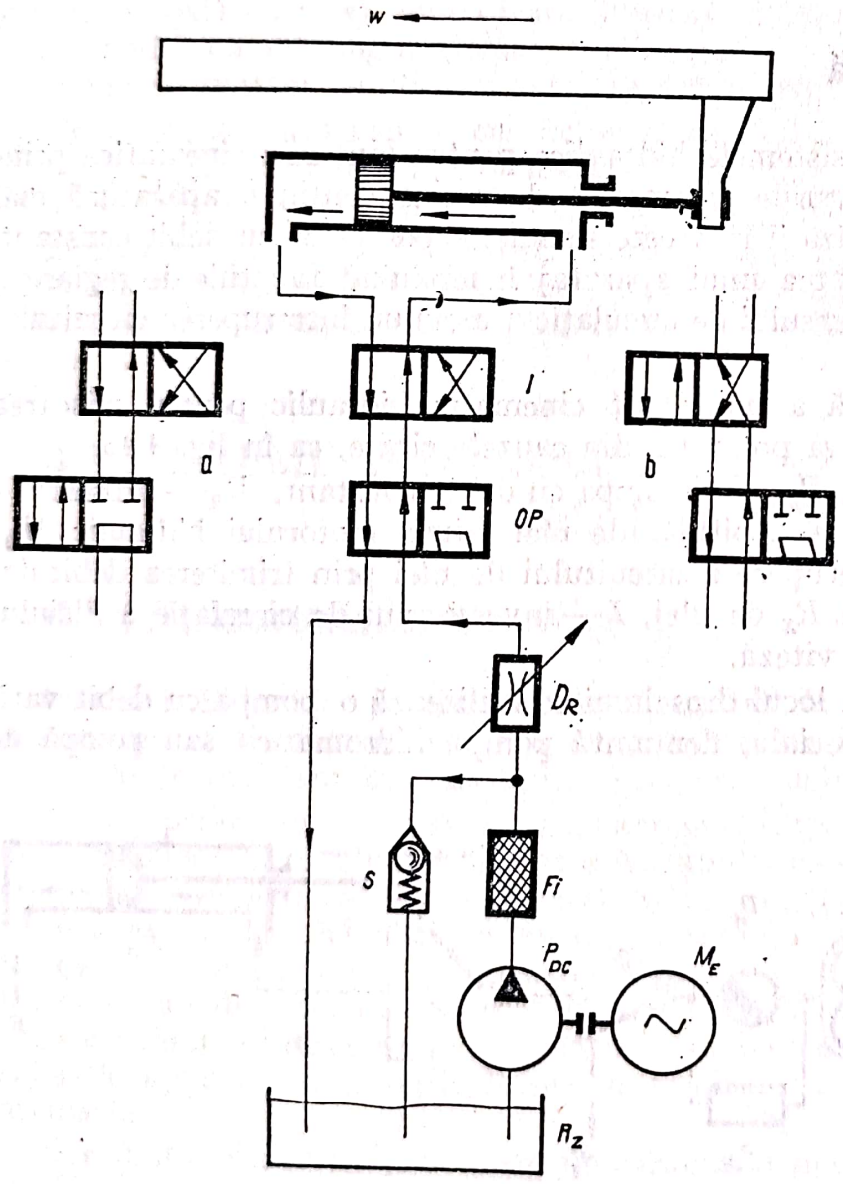


FIG. 4.44. Schema hidraulică a unui lanț cinematic de avans.

Motorul electric M_E antrenează pompa cu debit constant P_{DC} care trimite uleiul prin filtrul F_i la droselul reglabil D_R.

Surplusul de debit se reîntoarce în rezervorul R_Z prin supapa S.

De la droselul D_R, uleiul trece prin sertărașul de oprire-pornire OP sertăraș care are două poziții: una de pornire (în schemă), în care permite trecerea uleiului spre motorul hidraulic, și una de oprire (poziția *a*), în care dirijează debitul de ulei al pompei spre rezervor.

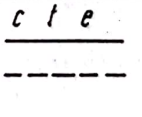
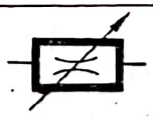
De la sertărașul OP, uleiul trece prin sertărașul distribuitor I, de asemenea cu două poziții: una pentru mișcarea spre stînga (în schemă), alta pentru mișcarea spre dreapta (poziția *b*).

După cum rezultă, funcțiunea acestui sertăraș este aceea de inversor de sens al mișcării.

Acționarea celor două sertărașe poate fi făcută manual, hidraulic, electromagnetic etc., caz în care simbolurile sertărașelor se completează cu simbolurile de comandă respectiv din tabelul 4.2.

Tabelul 4.2

Simbolurilor schemelor hidraulice

Denumirea	*Simbol*	*Denumirea*	*Simbol*
Pompă cu debit constant		*Sălțăraș distribuitor*	
Pompă cu debit reglabil		*Comenzi pentru sălțărașe* *Mecanică*	
Motor cu turație constantă		*Manuală*	
Motor cu turație reglabilă		*Hidraulică*	
Motor cu piston-cilindru		*Electromagnetică*	
Supapă normal-închisă		*cu arc*	
Supapă normal-deschisă		*Conducte* *de lucru* *de comandă*	
Supapă de sens unic		*încrucișate fără joncțiune*	
Drosel		*încrucișate cu joncțiune*	

4.3.4. Cinematica mecanismelor din sistemele hidraulice de avans

Schema structurală din fig. 4.43, valabilă pentru oricare sistem hidraulic de avans pe traiectorii rectilinii, constă dintr-un număr redus de mecanisme hidraulice, specifice lanțului cinematic de avans: pompa cu debit constant P_{DC}, droselul D_R și stabilizatorul S_B care vor fi studiate în cele ce urmează.

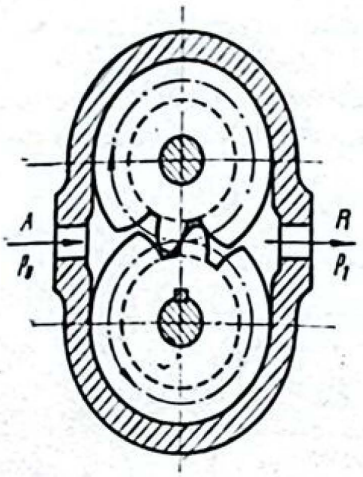


FIG. 4.45. Pompă cu roți dințate.

Motoarele hidraulice rectilinii M_H sînt similare, din punct de vedere funcțional și constructiv, celor din lanțul cinematic principal (v. cap. 3.6.3).

a. **Pompele** din sistemele hidraulice pentru mișcare de avans se deosebesc de cele din sistemele hidraulice pentru mișcarea principală, în primul rînd prin caracteristicile funcționale debit și presiuni, mai mici decît în cazul mișcării principale.

În al doilea rînd, controlul debitelor mici și foarte mici nu se poate face ușor la pompele cu debit reglabil, din care cauză în sistemele hidraulice pentru avans se folosesc pompe cu debit constant, controlul debitului făcîndu-se prin drosel.

Pompele cu debit constant, provenite din pompele cu debit variabil, cu palete sau cu pistonașe, construite pentru debite corespunzătoare, pot fi utilizate în sistemele hidraulice de avans, dar sînt mai costisitoare decît pompele cu roți dințate.

Pompele cu roți dințate (fig. 4.45) constau în principiu dintr-un angrenaj avînd roțile dințate cu un același număr de dinți, angrenaj închis într-o carcasă care posedă un orificiu de absorbție A și unul de refulare R a uleiului. Uleiul din camera de absorbție este transportat de golurile dintre dinți spre camera de refulare, de unde este refulat în sistemul hidraulic.

Debitul unei astfel de pompe se exprimă prin formula aproximativă

$$Q_P = 2\pi\lambda m^3 z n_0 \cdot 10^{-6}. \quad [\text{l/min}],$$

în care λ este coeficientul de lățime a dintelui $\left(\lambda = \frac{L}{m}\right)$:

m — modulul în mm;

z — numărul de dinți al unei roți;

n_0 — turația cu care este antrenată pompa.

Debitul pompelor cu roți dințate crește foarte repede cu mărimea modulului, deoarece acesta este la puterea a treia. Din această cauză, aceste pompe au dantură de modul mare și număr de dinți relativ mic.

Pompele cu roți dințate au o foarte largă utilizare în sistemele hidraulice de avans ale mașinilor-unelte, datorită simplicității constructive, robusteței lor și prețului de cost redus.

Presiunile pînă la care pot debita uleiul se situează în jurul cifrei de 20 kgf/cm². Cu creșterea presiunii, randamentul lor scade, datorită scăpărilor de ulei dintre carcasă și roțile dințate. În construcții extrem de îngrijite, se poate ajunge la presiuni de 60 kgf/cm², dar acestea nu sînt utilizate la mașini-unelte.

Scanned with CamScanner

Motoarele hidraulice pentru mișcarea circulară sau rectilinie de avans sînt identice celor utilizate pentru mișcarea principală similară.

Un motor semirotativ, *motorul oscilant* sau cu paletă (fig. 4.46), reprezintă un caz particular al motorului cu palete. El are o suficient de largă utilizare în sistemele hidromecanice de avans, mișcarea de rotație oscilantă a acestuia fiind utilizată la antrenarea unui mecanism cu clichet.

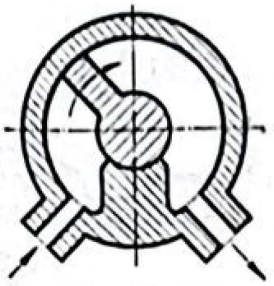


FIG. 4.46. Motor hidraulic cu paletă.

In motoarele cu mișcare rectilinie de avans se pot remarca construcțiile specifice din fig. 4.47, cu piston obișnuit *a* sau planjor *b*, folosite de asemenea pentru antrenarea unor mecanisme cu clichet.

b. Viteza de avans și reglarea ei. La motoarele hidraulice cu mișcare rectilinie, viteza, deci viteza de avans, se va exprima prin

$$w = \frac{Q}{S},$$

în care Q este debitul, iar S suprafața activă a pistonului.

Întrucît vitezele de avans sînt în genere mici și foarte mici, pentru un S dat (determinat de suma forțelor rezistente și de presiunea uleiului) sînt

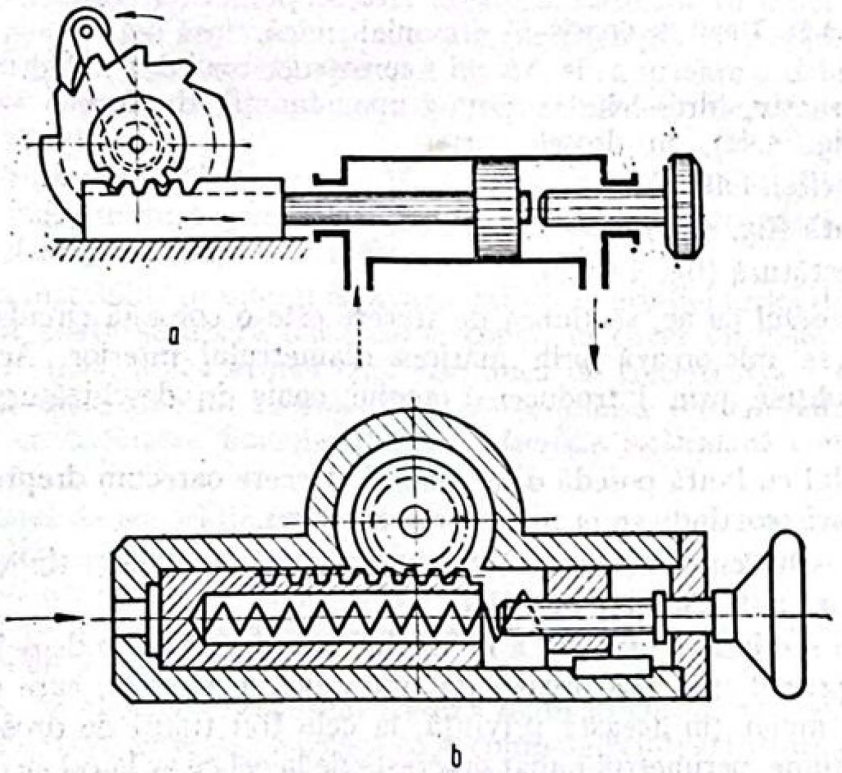


FIG. 4.47. Acționarea hidraulică a unor mecanisme cu clichet.

Scanned with CamScanner

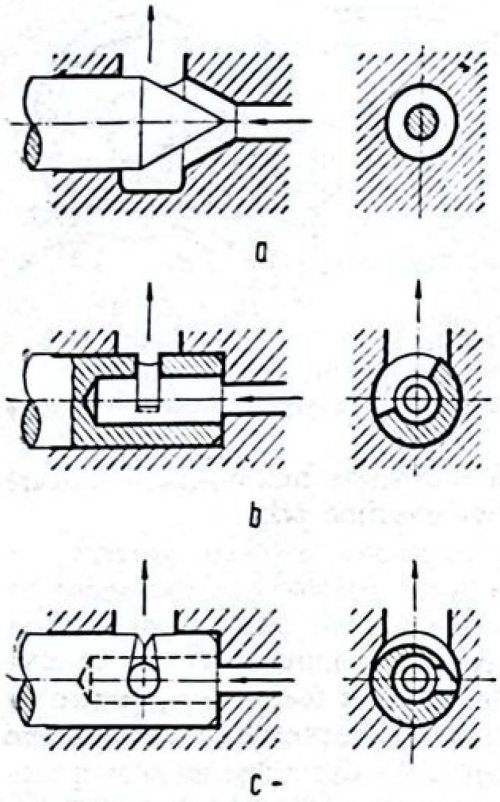


FIG. 4.48. Tipuri de drosele.

necesare debite Q mici și foarte mici, ceea ce nu este comod de realizat, mai ales din cauza constanței mărimii acestor debite, care asigură constanța vitezei de avans și, ca urmare, uniformitatea calității suprafeței prelucrate.

Mărimea lui S prezintă avantajul necesității unui debit Q mai mare, a cărui variație este mai mică, precum și a unei presiuni de lucru mai mici, dar în acest caz crește gabaritul instalației hidraulice (dimensiunile pompei, conductelor, rezervorului etc.) care influențează și gabaritul mașinii-unelte.

Realizarea unei anumite viteze de avans, adică a unor anumite mărimi de debite Q, se face cu ajutorul droselului sau a pompei hidromatice.

Droselul. În principiu, droselul funcționează ca un robinet care, datorită secțiunii de trecere mai mare sau mai mică, lasă să treacă un debit corespunzător de lichid.

Constructiv, droselele se pot grupa, funcție de forma secțiunii de trecere (fig. 4.48), în drosele cu:

— ac (fig. 4.48, *a*);

— fantă (fig. 4.48, *b*);

— crestătură (fig. 4.48, *c*).

La droselul cu ac, secțiunea de trecere este o coroană circulară, a cărei suprafață se micșorează prin mărirea diametrului interior. Această micșorare se obține prin introducerea acului conic în deschizătura conică a droselului.

Droselul cu fantă posedă o secțiune de trecere oarecum dreptunghiulară, laturile mari scurtîndu-se la micșorarea secțiunii.

La droselul cu crestătură, secțiunea este trapezoidală și tinde să devină triunghiulară la micșorarea acesteia.

Forma secțiunii de trecere a lichidului prin drosel are o deosebită importanță, în primul rînd prin rezistența hidraulică a acesteia, care depinde de perimetrul muiat (în această privință, la cele trei tipuri de drosele, pentru aceeași secțiune, perimetrul muiat descrește de la cel cu ac la cel cu crestătură), precum și de alți factori.

Scanned with CamScanner

Debitul teoretic al unui drosel se exprimă prin

$$Q_{DR} = \alpha K S_{DR} \sqrt{\Delta p},$$

în care: α este coeficientul de debit (α depinde și de forma secțiunii, el variind între 0,63 și 0,72 și se determină pe cale experimentală);

K — un coeficient care pentru uleiurile minerale este 0,885;

S_{DR} — secțiunea de trecere a uleiului prin drosel;

Δp — diferența de presiune, dintre presiunea la intrare p_1 și presiunea la ieșire p_2 din drosel, care trebuie să fie de 2—2,5 kgf pe cm².

Diferența de presiune (împreună cu α și K considerate constante) asigură viteza de trecere a uleiuiui prin secțiunea S_{DR} a droselului.

Dacă diferența de presiune se menține constantă, pentru un S_{DR} dat, debitul Q_{DR} asigurat de drosel, din debitul Q_P al unei pompe cu debit constant (care are și presiunea p_1 constantă), trebuie să fie constant și, ca urmare, și viteza motorului hidraulic, viteza de avans w va fi constantă.

Această situație este valabilă numai atîta timp cît și presiunea p_2 se menține constantă. Or presiunea p_2 depinde de forțele care apar în procesul de așchiere și, ca urmare, oricare variație a acestora, datorită variației adîncimii de așchiere sau lățimii suprafeței prelucrate (de exemplu la frezare), are ca urmare o variație a presiunii p_2, deci și a lui Δp, și ca urmare a debitului Q_{DR} și, în ceea ce interesează funcționarea lanțului cinematic de avans, variația vitezei de avans.

Instabilitatea vitezei de avans, la variația efortului de așchiere, se remediază în mare măsură prin introducerea în sistemul hidraulic a *stabilizatorilor de viteză* (v. capitolul următor).

În afara instabilității vitezei de avans datorită variației forței de așchiere, instabilitatea poate să apară dacă $\Delta p = \text{const}$, în cazul vitezelor de avans mici și foarte mici, adică atunci cînd secțiunea de trecere S_{DR} a droserului devine foarte mică, debitul acestuia fiind de ordinul a 100 cm³/min sau mai mic. Cauza se datorește fenomenului de *adsorbție moleculară* combinat cu alte cauze.

Fenomenul de adsorbție moleculară constă în faptul că forța de atracție moleculară dintre ulei și metal fiind foarte mare, un strat apreciabil de ulei nu ia parte la trecerea prin secțiune, acesta rămînînd imobil, reduce secțiunea de trecere (ceea ce este mai evident cînd S_{DR} este mic) și, ca urmare, se micșorează și debitul și viteza de avans.

În afară de această cauză, mai trebuie luate în considerare și existența unor impurități conținute de ulei (ceea ce se combate printr-o filtrare exigentă), apariția unor depuneri parafinice pe periferia secțiunii de trecere, depuneri care sînt antrenate de curentul de ulei și care se refac (prevenirea depunerilor

Scanned with CamScanner

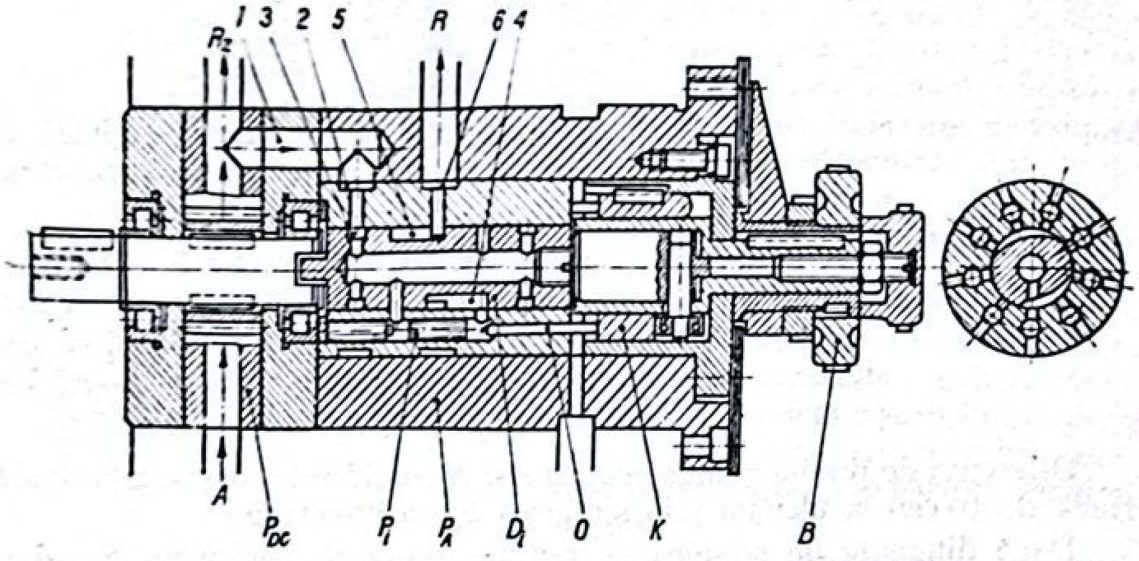


FIG. 4.49. Pompă hidromatică.

se obține prin folosirea unor uleiuri neparafinice), existența picăturilor de apă în ulei, care, în condițiile de viteză, presiune și temperatură ale uleiului, pot trece în stare de vapori și invers etc.

Instabilitatea vitezei de avans, la valori mici ale acesteia, se traduce printr-un mers sacadat al mesei mașinii-unelte, fenomenul fiind denumit *înecarea droselului.*

Ca mecanism, din punct de vedere funcțional, mărimea de ieșire din drosel este debitul Q_{DR} al său, mărimea de intrare fiind diferența de presiune Δp (α și K fiind constante constructive pentru un drosel și ulei, date). Ca urmare, raportul de transfer este secțiunea de trecere S_{DR}, variabilă în limitele care asigură un debit minim de circa 100 cm³/min pînă la debitul maxim, determinat de secțiunea maximă, realizată constructiv.

Pompa hidromatică, denumită și pompă de dozare, constă (fig. 4.49) și 4.50) dintr-o pompă cu debit constant P_{DC} cu roți dințate, care trimite uleiul prin canalele 1—3 în distribuitorul rotativ D_t, de unde uleiul trece într-un cilindru, avînd un pistonaș liber P_t. Acesta se deplasează spre dreapta pînă la opritorul reglabil *0*, împingînd uleiul din fața sa prin canalul *4* și *5*, care comunică între ele, spre conducta de refulare *6*.

La o rotire de 90° (ca în fig. 4.50, stînga) uleiul din conducta *2* este dirijat spre *4* și deci în partea dreaptă a pistonașului care se va deplasa spre stînga, împingînd uleiul prin *3* și *6* spre refulare și așa mai departe. Pompa hidromatică are un număr z de 6—8 pistonașe.

Mărimea debitului depinde și de mărimea cursei pistonașului, mărime care poate fi reglată prin opritorul *0*, deplasat de cama *K*, rotită manual de butonul *B*.

Scanned with CamScanner

Debitul pompei hidromatice este exprimat prin

$$Q_P = \frac{\pi d^2}{4} hzn_{cd},$$

în care: d este diametrul pistonașului;

h — mărimea cursei;
z — numărul de pistonașe;
n_{cd} — numărul de curse duble pe minut.

Pompa hidromatică are calitatea că debitează un debit foarte constant (ceea ce asigură o viteză de avans constantă), deoarece pierderile de debit în pompă sînt extrem de mici, putînd fi făcute chiar nule. Explicația constă în faptul că pierderile de debit au loc între piston și cilindru, datorită diferenței de presiune dintre p_2 și p_1 (cînd pistonașul se deplasează spre dreapta). La toate pompele, p_2 este presiunea de lucru, iar p_1 este egală sau aproape egală cu presiunea atmosferică, astfel încît pierderea de ulei se face pe lîngă piston în sensul p_2p_1 și, ca urmare, debitul se micșorează cu atît mai mult, cu cît p_2 este mai mare decît p_1.

La pompa hidromatică, fenomenul se produce invers, p_1 fiind mai mare decît p_2 (în caz contrar, pistonașul nu s-ar putea deplasa spre draepta și deci pompa hidromatică nu ar debita). Ca urmare, nu există tendință de trecere (pierdere) a uleiului din fața pistonașului spre stînga, ci din contra, ceea ce ar duce la creșterea debitului pompei hidromatice. Acest surplus de debit este însă extrem de mic și total neglijabil, deoarece diferența dintre presiuni $p_2 - p_1$ este foarte mică.

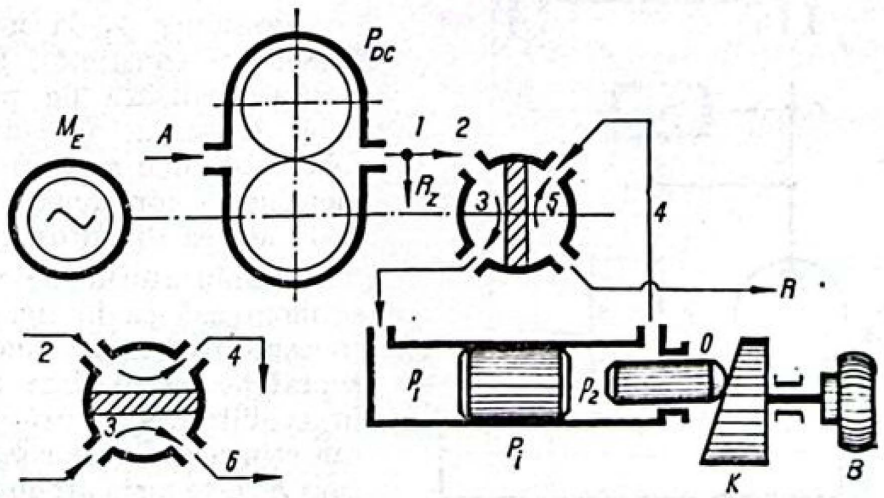


FIG. 4.50. Schema funcționării pompei hidromatice.

Scanned with CamScanner

4.3.5. Stabilizarea vitezei de avans

După cum s-a văzut, cauze diferite împiedică obținerea pe cale hidraulică a unei viteze de avans constante ca mărime, atît de necesară în realizarea unei suprafețe prelucrate, de calitate uniformă.

Asigurarea unei viteze de avans w constante implică menținerea constantă a debitului droselului

$$Q_{DR} = \alpha K S_{DR} \sqrt{p_1 - p_2},$$

adică a diferenței de presiune $\Delta p = p_1 - p_2$.

Această cerință poate fi rezolvată prin două metode:

a) dacă p_1 este constant, atunci trebuie ca și p_2 să fie menținut constant;

b) dacă p_1 poate fi variat, atunci el trebuie să variere în așa fel, încît diferența $p_1 - p_2$ să fie mereu constantă.

Prima metodă corespunde cazului în care droselul este montat pe conducta de intrare a uleiului în motorul hidraulic (fig. 4.51).

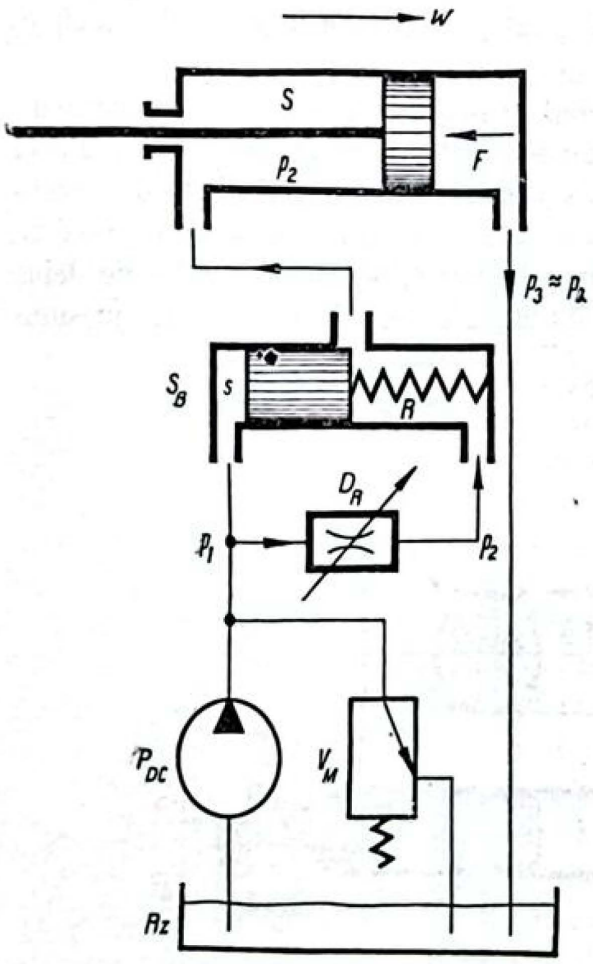


FIG. 4.51. Schemă hidraulică cu stabilizator pe conducta de intrare.

Considerînd aceeași figură, însă fără stabilizatorul S_B, presiunea p_2 este determinată din expresia

$$Sp_2 = F,$$

în care F este suma forțelor rezistente pe care trebuie să le învingă motorul hidraulic la viteza de avans w. Este evident că variația lui F atrage după sine variația lui p_2.

Presiunea p_1, la intrarea în drosel este constantă, fiind presiunea realizată de pompa cu debit constant. Ca urmare, în schema de mai sus este necesară menținerea constantă a presiunii p_2 la ieșirea din drosel.

Stabilizatorul de viteză S_B se montează ca în fig. 4.51. Pistonașul acestuia, avînd ambele suprafețe de mărime s, se află în echilibru, datorită forței $p_1 s$ din stînga și forțelor $p_2 s + F_R$ în care F_R este forța arcului R, adică

$$p_1 s = p_2 s + F_R,$$

Scanned with CamScanner

de unde rezultă că

$$p_2 = p_1 - \frac{F_R}{s}.$$

Cum p_1 și s sînt constante, iar forța F_R se poate considera constantă pentru variații mici ale lungimii arcului, rezultă că p_2 se menține constant.

Fizic, menținerea constantă a lui p_2 depinde de rezistența la trecerea uleiului prin fanta stabilizatorului, fantă a cărei mărime este determinată de poziția pistonașului stabilizatorului. La creșterea presiunii p_2 din cilindru motor, corespunde o creștere a forței $p_2 s$ în stabilizator și, ca urmare, deplasarea pistonașului spre stînga, deci mărirea fantei, micșorarea rezistenței de curgere prin fantă și micșorarea lui p_2 la valoarea inițială.

În cazul invers, cînd F se micșorează, se micșorează și p_2. Pistonașul se deplasează spre dreapta, micșorînd fanta, astfel încît p_2 revine la mărimea inițială.

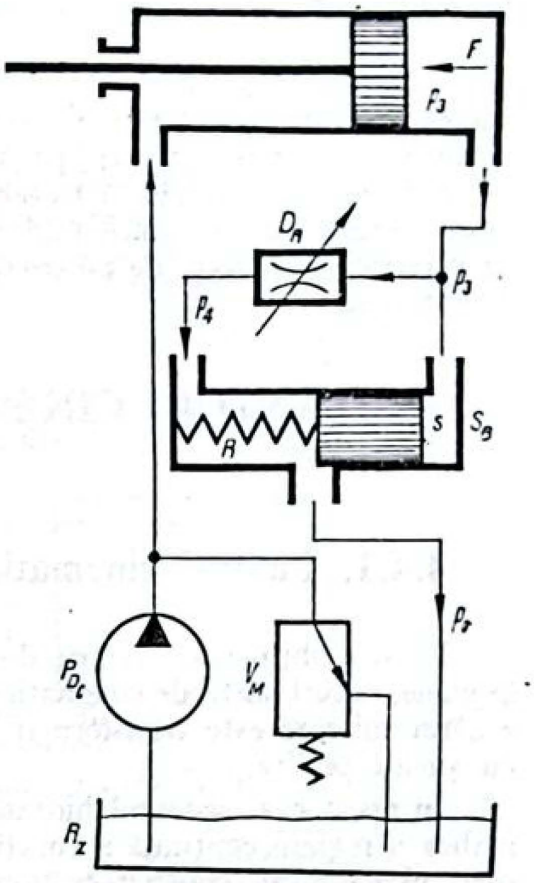


FIG. 4.52. Schemă hidraulică cu stabilizator pe conducta de ieșire.

A doua metodă corespunde cazului în care droselul este montat pe conducta de evacuare a uleiului din motorul hidraulic (fig. 4.52). Schema se mai numește și „cu menținerea hidraulică a pistonului", întrucît spre deosebire de schema precedentă, în care asupra suprafeței din dreapta a pistonului nu acționează practic nici o presiune, p_3 fiind aproximativ egală și p_0, presiunea atmosferică, în schema din fig. 4.52, presiunea p_3 este presiunea de intrare a uleiului în drosel, deci diferită de presiunea atmosferică.

Pe considerentele expuse la schema precedentă, se poate scrie în cazul fig. 4.52 ecuația de echilibru

$$p_3 s = p_4 s + F_R,$$

de unde

$$p_3 - p_4 = \frac{F_R}{s},$$

adică se realizează menținerea constantă a diferenței dintre presiunea p_3 de intrare în drosel și presiunea p_4 de ieșire din acesta.

În adevăr, la variația sumei forțelor rezistente F, variază p_3, presiunea la intrarea în drosel, ceea ce are ca urmare deplasarea pistonașului stabilizatorului și obturarea sau deschiderea fantei de curgere a uleiului spre re-

Scanned with CamScanner

zervor făcînd ca și p_4 să varieze în așa fel, încît diferența presiunilor să se mențină constantă.

Constructiv și funcțional, există numeroase variante de stabilizatori de viteză, variante care fie că urmăresc eliminarea arcului, a cărui forță nu este realmente constantă și care, pe de altă parte, la variații pulsante ale forței de așchiere (de exemplu la frezare), poate intra în rezonanță, fie că se urmărește menținerea constantă a diferenței de presiune, prin controlul simultan al variației presiunilor de pe conductele de intrare și de ieșire ale motorului hidraulic.

4.4. LANȚURI CINEMATICE DE AVANS COMBINATE

4.4.1. Lanțuri cinematice de avans hidromecanice

Pentru obținerea mișcării de avans pe traiectorii rectilinii, se folosesc în unele, cazuri lanțurile cinematice hidraulice cu motoare hidraulice rotative, a căror mișcare este transformată în mișcare rectilinie printr-un mecanism cu șurub piuliță.

În acest caz, sistemul hidraulic este de fapt folosit pentru a se putea realiza o reglare continuă a turației conului C_2, și deci și a vitezei de avans care, în acest caz, este viteza tangențială v_E la elice.

Sistemul de reglare a turației prin conuri în trepte fiind discontinuu, sistemul hidraulic, prin intermediul droselului D_R, asigură o variație continuă între turațiile alăturate.

Antrenarea directă a șurubului de avans, al mesei de către un motor hidraulic rotativ, este justificată în unele cazuri (fig. 4.53), datorită faptului că mecanismul cu șurub-piuliță, fiind ireversibil în ceea ce privește transformarea mișcării rectilinii în circulară, variația efortului de așchiere nu influențează turația motorului hidraulic rotativ și, ca urmare, viteza de avans se menține constantă.

În afară de această calitate, sistemul hidraulic permite o automatizare a ciclului de lucru, după cum se exemplifica în aceeași figură.

Pentru mișcarea de avans rectilinie, în special pentru avansul periodic, se folosesc sisteme hidro-mecanice, cu motor rectiliniu sau cu paletă oscilantă, la antrenarea mecanismului cu clichet.

Sisteme hidro-mecanice pentru traiectoria circulară a mișcării de avans nu se folosesc frecvent din cauză că astfel de mișcări de avans se întîlnesc foarte rar, cît și din cauză că acestea se pot obține mai comod și economic printr-un lanț cinematic mecanic.

Scanned with CamScanner

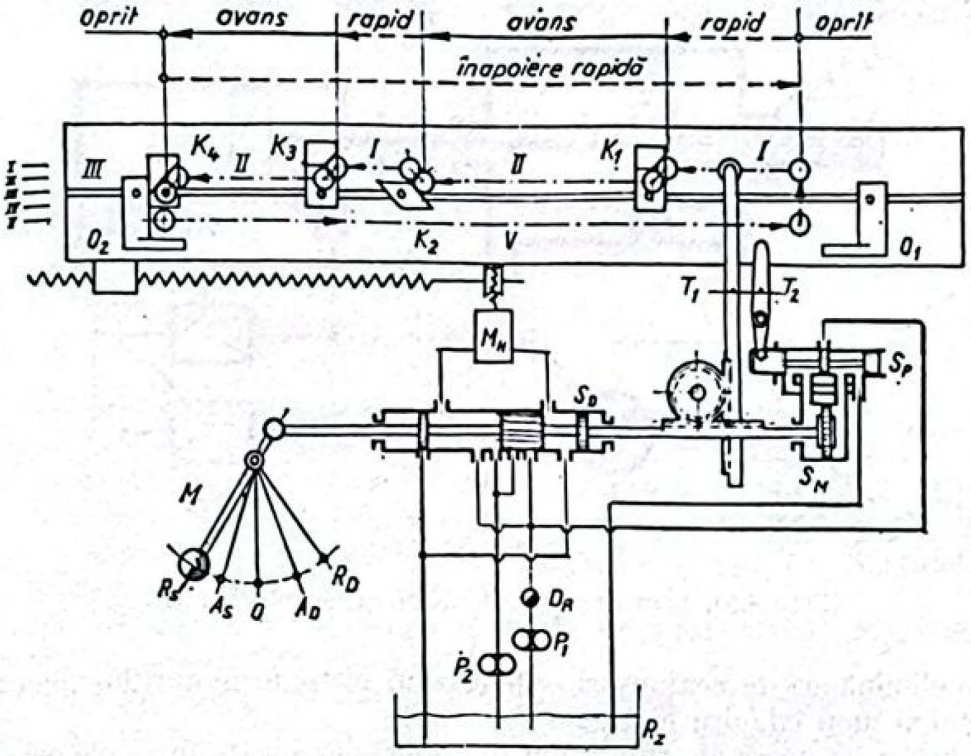


FIG. 4.53. Obținerea ciclurilor automate la o mașină de frezat.

4.4.2. Lanțuri cinematice de avans electromecanice

Au o structură în totul asemănătoare lanțurilor cinematice principale pentru mișcări pe traiectorii rectilinii, folosind în acest scop grupuri Ward-Leonard sau alte sisteme citate. Se folosesc în special la unele mașini-unelte grele, de exemplu la mașini de frezat portal, la mașini de rectificat cilindri de laminor etc.

La mașinile-unelte mijlocii se folosesc lanțuri cinematice de avans, electromecanice, pentru realizarea avansului de copiere, în sistemele de copiere electrică. În aceste sisteme, avansul de copiere este continuu variabil și frecvent cu schimbare de sens, cerințe care sînt satisfăcute cu multă ușurință și promptitudine de grupul Ward-Leonard și de altele similare acestuia.

4.4.3. Lanțuri cinematice de avans pneumohidraulice

În ultimul timp, se folosește, în unele cazuri, acționarea pneumohidraulică a mișcării de avans (fig. 4.54), care constă dintr-un motor pneumatic M_p, cilindru-piston, alimentat prin inversorul I de la o rețea de aer comprimat, ceea ce simplifică și ieftinește sistemul energetic de acționare. Datorită însă marii compresibilități a aerului, ca și variației presiunii sale la variația temperaturii, este imposibil să se obțină o mișcare cu viteză constantă.

Scanned with CamScanner

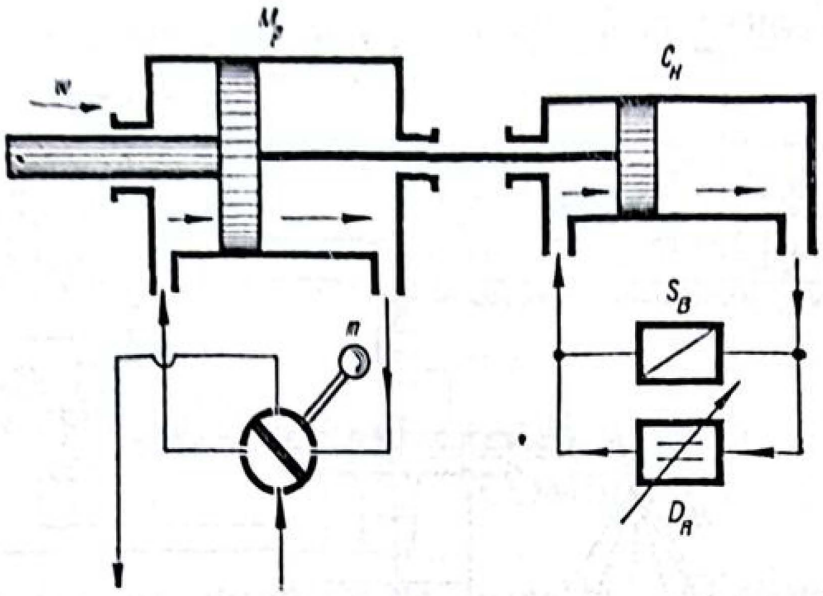


FIG. 4.54. Lanț cinematic de avans pneumohidraulic.

Se elimină aceste neajunsuri, solidarizînd pistonul motorului pneumatic, cu pistonul unui cilindru hidraulic C_H.

Cele două camere ale cilindrului hidraulic sînt legate între ele prin intermediul unui drosel D_R care, împreună cu stabilizatorul S_B, controlează viteza de trecere a uleiului dintr-o cameră în cealaltă. În acest mod se controlează și viteza de deplasare a pistonului motorului pneumatic, adică viteza de avans.

Scanned with CamScanner

5. LANȚURI CINEMATICE DE FILETARE

5.1. FILETUL

5.1.1. Caracteristicile filetului

Filetul este suprafața elicoidală, obținută prin deplasarea unei generatoare de formă oarecare, în lungul unei directoare în formă de elice.

În afara filetului propriu-zis al șurubului, suprafețe elicoidale sînt necesare și multor piese, al căror scop diferă de acel al șurubului: roțile dințate cu dinți înclinați, dantura frezelor cu dinți înclinați, canalele burghielor elicoidale, melcii angrenajelor cu melc etc.

De asemenea, unii melci transportori cilindrici sau conici, cu pas variabil reprezintă cazuri particulare ale filetului.

Operația de filetare poate fi efectuată manual, folosind filiere, tarozi și capete de filetat, sau mecanic folosind diferite mașini-unelte, cum sînt strungurile (normale, automate, semiautomate, revolvere, carusel), mașini speciale de filetat cu cuțite, freze, capete de filetat, mașini de rectificat filet, mașini de frezat, mortezat, rectificat danturi înclinate, mașini de ascuțit freze elicoidale, mașini de detalonat prin strunjire sau rectificare etc.

a. **Caracteristicile geometrice ale filetului.** Directoarea elicoidală poate fi cilindrică (fig. 5.1, *a*), respectiv conică (fig. 5.1, *b*), după cum este trasată pe o suprafață cilindrică sau conică. Ea poate fi realizată și pe alte suprafețe de revoluție, de exemplu elicea globoidală (fig. 5.1, *c*).

Parte din parametrii suprafeței de revoluție intervin în caracterizarea geometrică a directoarei elicoidale. Astfel, în cazul elicei cilindrice, un parametru al acesteia este mărimea razei r a cilindrului. La elicea conică, parametrii suprafeței conice care intervin sînt fie semiunghiul δ al vîrfului conului, fie raza r și înălțimea h.

A doua caracteristică a directoarei elicoidale este mărimea P a *pasului elicei*, corespunzătoare distanței dintre două spire consecutive MN ale elicei, măsurată pe generatoare (fig. 5.2). Pasul elicei este numit și *pas axial* p_{ax}, deoarece această mărime este conținută într-un plan care trece prin axa elicei.

Dacă planul este normal pe elice, distanța $M'N'$ este denumită *pas normal* p_n.

Funcție de sensul elicei, există filet pe *dreapta* și filet pe *stînga*. Filetul este pe dreapta atunci cînd printr-o rotire spre dreapta (sens mecanic) piesa filetată se îndepărtează de observator (fig. 5.2, *a*) sau se înșurubează într-o piuliță. Filetul pe stînga se deplasează în sens invers (fig. 5.2, *b*) pentru același sens de rotație.

Scanned with CamScanner

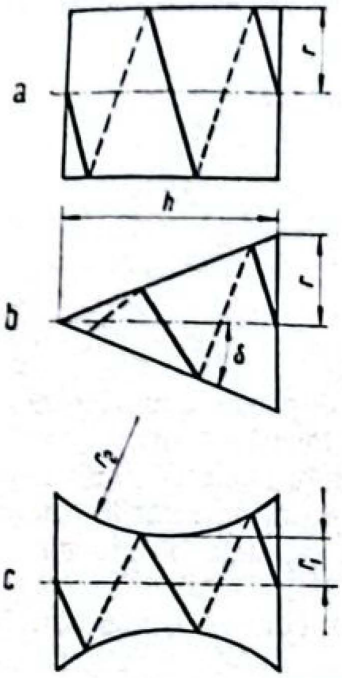


FIG. 5.1. Forma directcarei elicoidale.

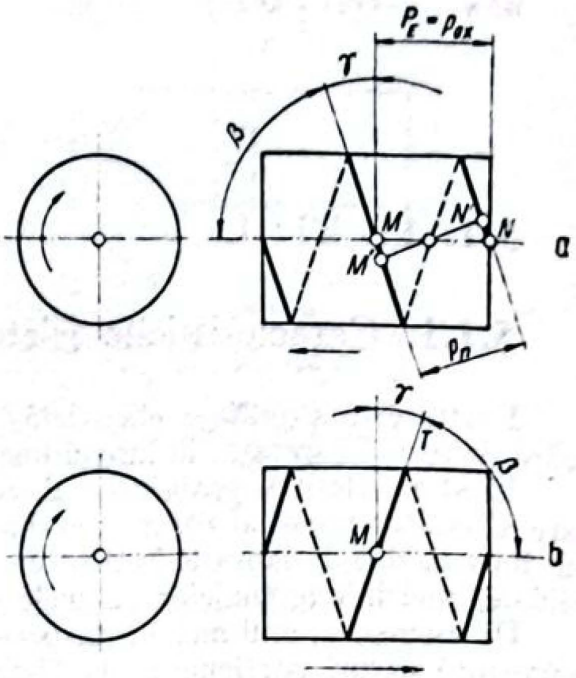


FIG. 5.2. Elice:
a — pe dreapta; *b* — pe stînga

Înclinarea elicei într-un punct M al ei este determinată de mărimea unghiului β, dintre tangenta T la elice și generatoarea suprafeței, ambele trecînd prin același punct M.

În unele cazuri, de exemplu la șuruburi, înclinarea elicei se determină prin unghiul γ dintre tangentă și normala pe generatoare.

Filetul poate avea unul sau mai multe *începuturi*, adică una sau k directoare elicoidale, identice, echidistante (fig. 5.3, *a*).

Distanța dintre două directoare alăturate este pasul filetului p. În cazul roților dințate aceași distanță are denumirea de pasul danturii.

Pasul filetului ca și pasul danturii poate fi axial sau normal, după cum se măsoară într-un plan axial sau normal.

Între pasul elicei și pasul filetului (respectiv al danturii) există relația

$$P_E = kp,$$

din care rezultă că, pentru $k = 1$ (filet cu un singur început), pasul elicei este identic cu pasul filetului.

Pasul filetului poate fi constant sau variabil (fig. 5.3, *b*), în ultimul caz el exprimîndu-se, de exemplu, sub forma

$$p = (1 \pm \lambda)p_0$$

în care parametrul λ variază după o lege impusă de scopul filetului.

Scanned with CamScanner

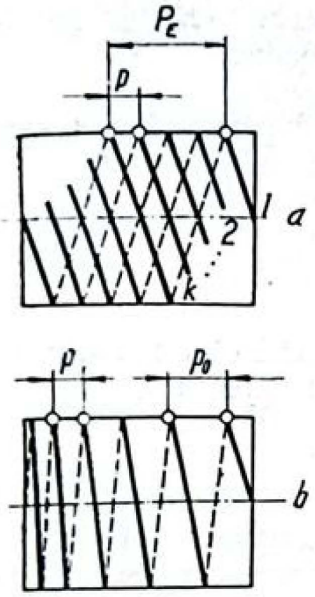


FIG. 5.3. Filet cu mai multe inceputuri şi cu pas variabil.

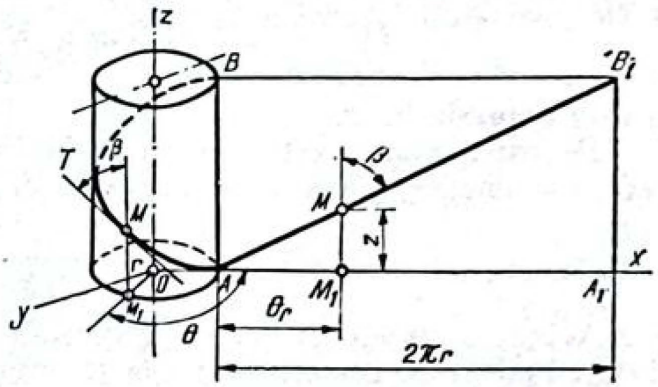


FIG. 5.4. Geometria elicei cilindrice.

Profilul filetului este determinat de forma curbei generatoare, funcţie de scopul filetului. Filetul şuruburilor are un profil generator de formă unghiulară, trapezoidală, dreptunghiulară etc. În cazul danturilor, profilul filetului este format din arce de evolventă, cicloide, cerc etc. La sculele cu dantură elicoidală, profilul este condiţionat de obţinerea anumitor mărimi ale unghiurilor de aşezare α şi de degajare γ.

Profilul filetului poate fi definit în planul axial sau în planul normal, denumit profil axial, respectiv profil normal. În primul caz, planul conţinînd profilul generator se deplasează în lungul directoarei trecînd tot timpul prin axa elicei. În al doilea caz, planul conţinînd directoarea este mereu normal pe traiectoria directoare elicoidală, deci normala la acest plan este continuu tangentă la directoare.

b. **Geometria elicei.** Considerînd o elice cilindrică, într-un sistem de axe de coordonate trirectangular (fig. 5.4), axa elicei coincizînd cu axa z, ecuaţiile parametrice ale acesteia sînt:

$$x = r \cos \theta;$$

$$y = r \sin \theta;$$

$$z = \frac{r\theta}{\operatorname{tg}\beta},$$

în care r este raza cilindrului, iar β unghiul de înclinare a tangentei la elice în raport cu generatoarea cilindrului.

Scanned with CamScanner

Desfășurînd cilindrul prin secționare pe generatoarea AB, se obține dreptunghiul ABB_1A_1 cu lungimea $AA_1 = 2\pi r$ și cu înălțimea $AB = P_E$, elicea transformîndu-se în diagonala AB_1.

Punctul M de pe elice determină cu generatoarea MM_1 triunghiul dreptunghic MM_1A, în care $MM_1 = z$, iar $AM_1 = \theta r$. Din aceasta rezultă

$$\frac{\theta r}{z} = \operatorname{tg} \beta$$

și deci expresia lui z.

Pentru $\theta = 2\pi$, z este egal cu pasul P_E al elicei, astfel că din punct de vedere geometric, elicea cilindrică poate fi definită prin expresia

$$P_E = \frac{2\pi r}{\operatorname{tg} \beta}.$$

Avînd în vedere că marea majoritate a filetelor utilizate curent sînt filete cilindrice cu pas constant, vor fi tratate în primul rînd acestea, pentru care expresia pasului se scrie

$$P_E = \frac{2\pi r}{\operatorname{tg} \beta} = \text{const.}$$

Unghiu β are o importanță deosebită în generarea suprafețelor elicoidale deoarece planul, conținînd profilul generator, este totdeauna normal la suprafața corpului de revoluție, deci normal pe planul tangent PT (v. fig. 1.10) care conține tangenta și face cu aceasta un unghi θ de mărime oarecare, însă constant. Astfel, în cazul filetului cu profil axial, urma planului conținînd profilul generator face un unghi $\theta = \beta$, cu tangenta la elice, iar același plan, în cazul filetului cu profil normal, face unghiul $\theta = 90°$ cu tangenta.

Obținerea unui profil identic în toată lungimea directoarei elicoidale implică deci menținerea constantă a lui θ. În cazul în care β variază, trebuie să varieze și planul conținînd profilul generator, deci trebuie să varieze poziția sculei, pentru îndeplinirea condiției $\theta = \text{const.}$

Problema aceasta nu afectează generarea suprafețelor elicoidale, în care directoarea este o elice cilindrică de pas constant, deoarece unghiul β, depinzînd de r și P_E care sînt constante, este și el constant.

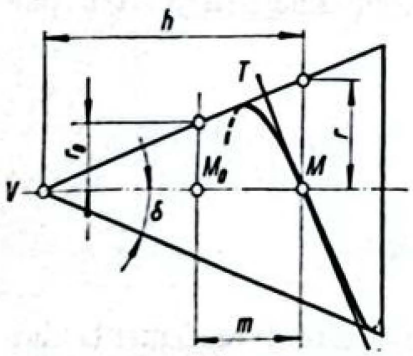


FIG. 5.5. Geometria elicei conice.

În cazul elicei conice (fig. 5.5), expresia $\operatorname{tg} \beta$ este identică cu a elicei cilindrice, însă mărimea razei r este variabilă, în raport cu poziția unui cerc de rază r_0 conținut într-un plan normal pe axă.

În acest caz, mărimea razei se exprimă prin

$$r = r_0 \pm m \operatorname{tg} \delta$$

și ca urmare

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2\pi r_0}{P_E} \pm \frac{2\pi m}{P_E} \operatorname{tg} \delta.$$

Scanned with CamScanner

Expresia pune în evidenţă că tg β constă dintr-un factor constant (r_0 şi P_E fiind constante) şi unul variabil depinzînd de parametrul m.

Se poate remarca că partea constantă reprezintă mărimea tangentei trigonometrice a unei elice cilindrice de rază r_0, avînd acelaşi pas cu P_E ca şi elicea conică. Deci pentru $m = 0$, în punctul M_0, locul de intersecţie a celor două elice, înclinarea tangentei în raport cu generatoarea, în planurile tangente respective, este aceeaşi, adică $\beta_{con} = \beta_{cil}$, astfel că expresia de mai înainte se poate scrie şi sub forma

$$\operatorname{tg} \beta_{con} = \operatorname{tg} \beta_{cil} \pm \frac{2\pi m}{P_E} \operatorname{tg} \delta.$$

Întrucît tg β_{con} nu este constantă din cauza parametrului variabil m, planul conţinînd generatoarea profilului filetului (profilul sculei) trebuind să fie continuu normal pe elicea conică, necesită dotarea lui (a sculei) cu o mişcare suplimentară, ceea ce complică construcţia maşinii-unelte.

Totuşi, trebuie remarcat că termenul suplimentar din expresia de mai sus, depinde şi de semiunghiul δ al conului, astfel că pentru valori mici ale lui δ, acest termen poate fi neglijat, dacă eroarea introdusă se încadrează în toleranţa de execuţie a filetului.

5.1.2. Natura directoarei elicoidale

Elicea cilindrică cu pas constant are o foarte largă utilizare în construcţia de maşini, din care cauză şi aici i se va da importanţa cuvenită. Altor tipuri de filete li s-a rezervat cap. 5.2.4.

Directoarea elicoidală cilindrică poate fi realizată în două moduri:

— cinematic;

— materializată.

Directoarea elicoidală cinematică poate fi la rîndul său realizată în două moduri diferite:

— prin combinarea a două mişcări, una de rotaţie de viteză tangenţială v_T şi una de translaţie de viteză v_A, între care să existe relaţia

$$\frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg} \beta = \text{const.}$$

(fig. 5.5, *a-d*) după cum se arată în cap. 5.2.2;

— prin imprimare prin rulare (v. cap. 1.2.2) care necesită de asemenea o mişcare de rotaţie de viteză unghiulară ω şi una de translaţie de viteză v între care trebuie să existe relaţia

$$\frac{v}{\omega} = r$$

(fig. 5.6, *e* şi *f*), problemă care se tratează în cap. 7 „Lanţuri cinematice de rulare".

Scanned with CamScanner

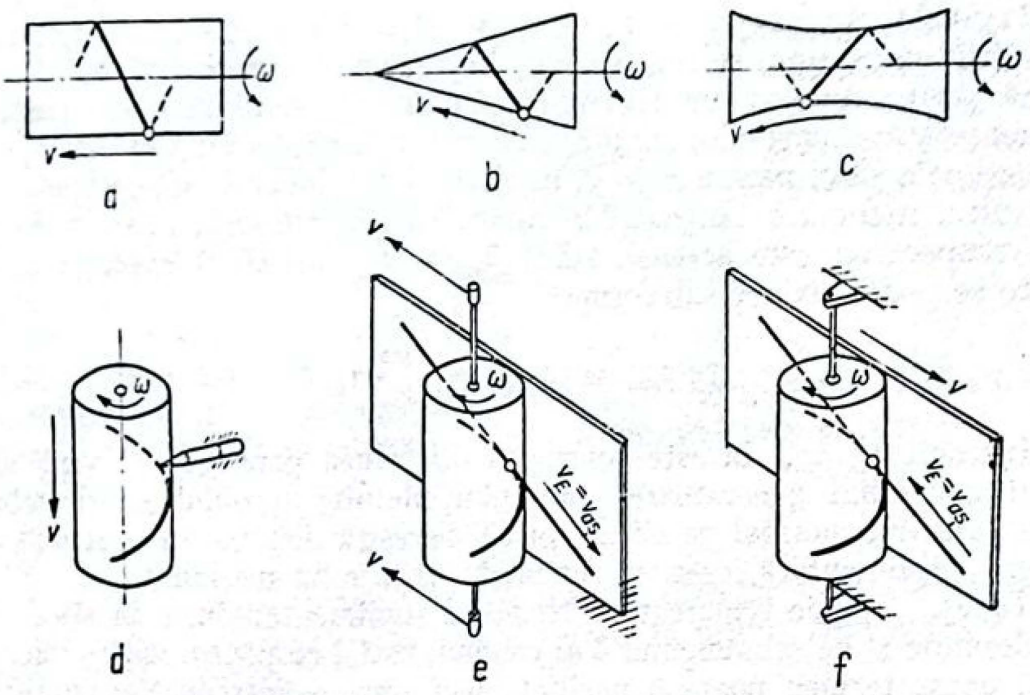


FIG. 5.6. Cinematica generării elicei.

De remarcat că în acest caz, parametrii cinematici nu depind de cei ai elicei, decît prin r, ceea ce nu este suficient pentru definirea acesteia.

Directoarea elicoidală materializată se realizează pe scule (tarozi, filiere) sau pe ghidaje (mașina de mortezat roți dințate cu cuțit roată).

Profilul generator în cazul traiectoriei cinematice elicoidale, se poate deplasa pe traiectorii *rectilinii* (filetarea pe strung, frezarea unor filete, frezarea danturii înclinate cu freză melc etc.), pe traiectoria *circulară* (filetarea în vîrtej etc.) sau tangenta la traiectoria *elicoidală* (frezarea filetului pe mașini universale de frezat, rectificarea danturilor înclinate pe mașini Maag etc.).

5.2. LANȚUL CINEMATIC DE FILETARE

5.2.1. Cinematica generării elicei

a. **Realizarea cinematică a elicei cilindrice.** Plecînd de la expresia lui z din ecuațiile parametrice ale elicei, scrisă sub forma

$$\theta r = z \operatorname{tg} \beta,$$

care se derivează în raport cu timpul, se obține

$$\omega r = v \operatorname{tg} \beta.$$

Scanned with CamScanner

Notînd prin $v_T = \omega r$, ca fiind viteza tangențială la cilindrul de rază r (fig. 5.7) și prin $v_A = v$, ca fiind viteza paralelă cu axa cilindrului, expresia de mai sus se va scrie

$$v_T = v_A \operatorname{tg} \beta,$$

de unde

$$\frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg} \beta = \text{const}$$

definește *cinematic* elicea cilindrică cu pas constant.

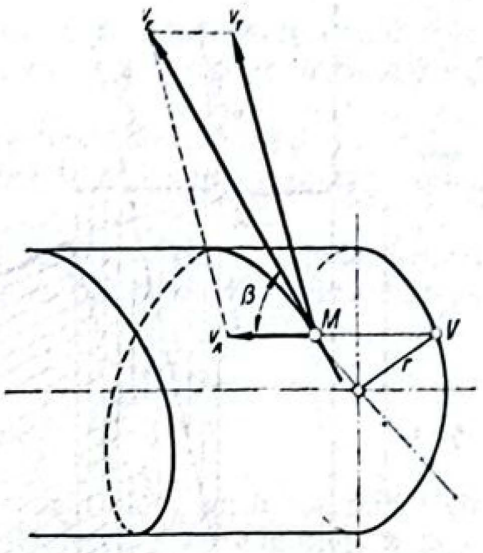


FIG. 5.7. Viteza tangențială la elice.

Această expresie are o importanță deosebită din două cauze:

1) raportul mărimilor celor două viteze nu depinde de procesul de așchiere (cu toate că v_E, componenta lor, este dependentă de acest proces), ci numai de parametrul geometric β al elicei. De aici, rezultă că, de exemplu, viteza tangențială v_T poate, la un moment dat, să aibă orice mărime, funcție de v_E, care poate fi o viteză de așchiere sau de avans, cu condiția ca v_A să aibă mărimea corespunzătoare satisfacerii relației $v_T/v_E = \operatorname{tg} \beta = \text{const}$.

2) Orice variație accidentală a uneia dintre cele două viteze conduce la o variație a unghiului β și deci a pasului P_E al elicei, adică dă naștere la erori de pas, ceea ce nu este de dorit.

b. **Limitele vitezelor v_T și v_A.** Posibilitatea de a alege orice mărime pentru una din cele două viteze permite ca aceasta să corespundă, de exemplu, vitezei de așchiere $v_{aș}$.

Considerînd că vitezei tangențiale v_T, obținută printr-o mișcare de rotație, i se atribuie mărimile vitezei de așchiere $v_{aș}$, atunci mărimea lui v_T trebuie să poată fi variată între aceleași limite ca și $v_{aș}$, limite impuse de procesul de așchiere. Aceste limite se notează cu $A = v_{aș\,min}$ și $B = v_{aș\,max}$ și se reprezintă (fig. 5.8) în sistemul de coordonate v_T, v_A, în care dreptele radiale corespund mărimilor unghiului β pentru diferite valori ale acestor viteze.

Mărimea vitezei axiale v_A se exprimă, funcție de v_T, prin

$$v_A = \frac{v_T}{\operatorname{tg} \beta}$$

și trebuie să fie mai mică decît v_T, căci, în caz contrar, pe considerente constructive și economice ale mecanismelor care realizează aceste viteze, se pune problema de a analiza viteza de așchiere pe traiectorie rectilinie ca viteză axială v_A.

Scanned with CamScanner

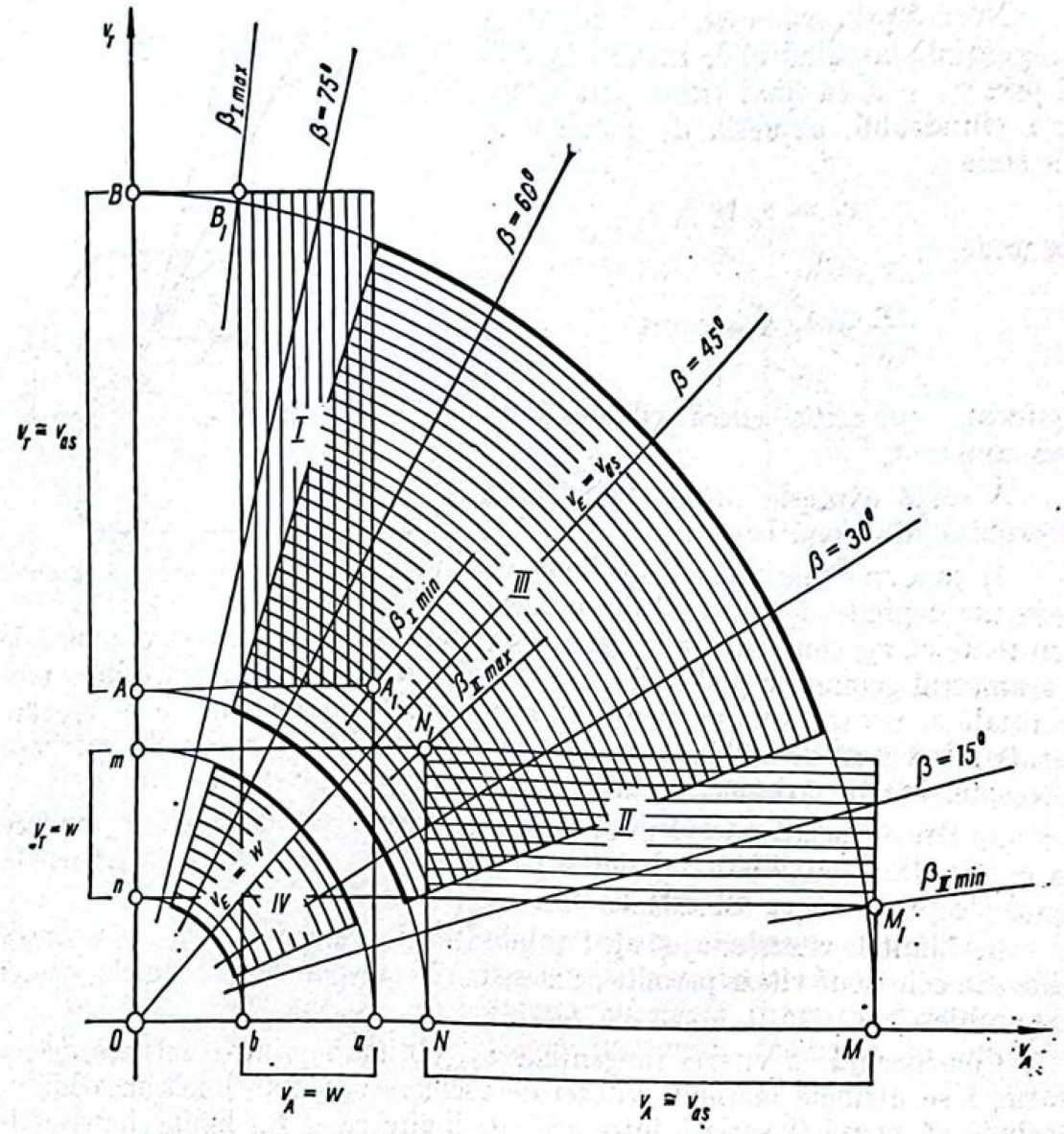


FIG. 5.8. Grafic pentru determinarea limitelor vitezelor v_T și v_A.

Ca urmare, mărimea lui v_A poate ajunge pînă la egalitate cu v_T, caz în care $\beta = 45°$. În genere însă, v_A se limitează la o valoare mai mică decît v_T, de exemplu $v_A = a$.

Valoarea minimă a lui v_A nu poate fi zero, deoarece, în acest caz, în loc de elice s-ar obține un cerc, deci fie $v_A = b > 0$.

Ordonatele și abscisele duse prin punctele A, B și a, b, determină un cîmp dreptunghiular, care delimitează mărimile unghiului β de înclinare a elicei realizabile, cînd v_T *are mărimea de așchiere* $v_{aș}$.

Unghiul maxim β_{max}, realizabil ca și cel minim β_{min} este determinat de dreapta OB_1, respectiv OA_1.

Rezultă că, atunci cînd v_T se alege egal cu $v_{aș}$, de exemplu în cazul filetării pe strung, nu pot fi realizate decît filete care au unghiul β mai mare de

Scanned with CamScanner

45°, deci filete cu înclinare mare a elicei, ceea ce înseamnă filete cu pas mic. Pasul nu poate fi însă oricît de mic, ci numai corespunzător unghiurilor β din cîmpul *I* haşurat.

Astfel, elicea cu unghiul β_{max} nu poate fi realizată decît în cazul $v_T = v_{aş\,max}$, în timp ce, de exemplu, elice cu $\beta \approx 75°$ pot fi realizate cu aproape orice viteză de aşchiere din domeniul *AB*.

Dacă viteza de aşchiere se realizează pe traiectorie rectilinie, atunci $v_A = v_{aş}$ şi, ca şi în cazul precedent, ea trebuie să poată fi variată într-un domeniu de mărimi *MN*.

Viteza tangenţială va avea ca mărime

$$v_T = v_A \operatorname{tg} \beta$$

şi, pe aceleaşi considerente arătate în cazul precedent, v_T va fi mai mic decît v_A, deci $\operatorname{tg} \beta < 1$ şi $\beta < 45°$. Viteza tangenţială va varia între limitele *m* şi *n*, care vor determina cu limitele vitezei axiale v_A, cîmpul *II* dreptunghiular.

Ca urmare, dacă mărimea vitezei axiale se ia egală cu a vitezei de aşchiere, ceea ce se întîlneşte la broşarea canalelor elicoidale şi la mortezarea cu cuţit-roată a danturilor elicoidale, filetele realizate au înclinări mici, mai mici de 45°, deci filetele sînt cu pas mare.

Mărimile limită ale unghiurilor β sînt determinate de dreptele ON_1 şi OM_1. Şi în acest caz se poate face observaţia că elicele cu anumite înclinări β nu pot fi realizate decît cu anumite viteze de aşchiere, în timp ce altele, de exemplu, pentru elicea cu $\beta = 15°$, v_A poate lua orice mărime a vitezei de aşchiere din aproape întreg domeniul vitezelor de aşchiere.

Graficul scoate în evidenţă un fapt cunoscut practic, şi anume că elicele, avînd înclinarea β în jurul lui 45°, sînt dificil de realizat, atît prin strunjire cît şi prin mortezare sau broşare, deoarece, în ambele cazuri, viteza de aşchiere nu poate avea decît valori minime (domeniul care conţine punctele A_1N_1).

Această dificultate este eliminată prin folosirea altor maşini-unelte, la care viteza de aşchiere sau de avans se realizează direct pe traiectoria elicoidală, deci pe tangentă, v_E fiind egală cu $v_{aş}$ sau *w*.

Cazuri în care v_E este viteza de aşchiere $v_{aş}$ se întîlnesc la prelucrarea danturilor înclinate pe maşini Maag (v. fig. 5.6, *e*) sau la frezarea acestora cu freză-melc (v. fig. 5.6, *f*). Limitele vitezei de aşchiere delimitează în grafic domeniul *III* al unghiurilor β realizabile.

Un al patrulea domeniu, în care este, de asemenea, posibilă obţinerea de elice cu unghiuri β în jurul lui 45°, este cel al vitezelor v_E mici, care corespunde cazului frezării filetului, caz în care viteza tangenţială pe elice are ca mărime viteza de avans *w* pe traiectoria directoare.

În ansamblu, din grafic rezultă că unele elice, cu anumite înclinări β, pot fi realizate numai pe anumite maşini-unelte, după cum, în zonele de întrepătrundere a cîmpurilor haşurate, aceleaşi elice pot fi realizate pe maşini-unelte diferite.

Scanned with CamScanner

În tabelul 5.1 este sintetizat felul cum intervin vitezele tehnologice, de așchiere și de avans, în operația de filetare, precizînd și modul de prelucrare pe diferite mașini-unelte, precum și natura directoarei.

Tabelul 5.1

Viteze tehnologice la filetare

Domeniul	v_E	v_T	v_A	Modul de prelucrare	Natura directoarei
I	–	v_{af}	–	Strunjire cu cuțit (fig. 6.6, *a*, *b*, *c*, *d*)	Cinematică
II	–	–	v_{af}	Mortezarea danturii elicoidale (cuțit)	Materializată
II	–	–		Broșare	
				Filetare cu tarod, filieră	
III	v_{af}	–	–	Mortezarea danturii elicoidale (Maag) (fig. 6.6, *e*)	Imprimare prin rulare
IV	w	–	–	Frezare cu freză melc Rectificarea danturii elicoidale (fig. 6.6, *f*)	
		–	–	Frezarea filetului danturilor elicoidale Rectificarea filetelor canalelor elicoidale (fig. 6.6, *d*)	Cinematică

5.2.2. Structură

Realizarea celor două mișcări pe traiectoriile circulară și rectilinie cu vitezele v_T și v_A, implică existența a două mecanisme distincte ale căror mărimi de ieșire să fie identice cu cele două viteze.

Viteza tangențială v_T se poate ușor obține dintr-o mișcare de rotație, pe care o poate asigura piesei supuse filetării un mecanism fus-lagăr.

Ca urmare, pentru obținerea vitezei tangențiale, este necesar un lanț cinematic al cărui ultim mecanism constă din ansamblul fus-lagăr-piesă, ultima intervenind prin mărimea r a cercului pe care se realizează viteza tangențială.

Viteza axială v_A, fiind rectilinie, se va obține cu mecanismul ghidaj-sanie ca formă, iar ca mărime printr-un mecanism specific ca: șurub-piuliță, pinion-cremalieră, camă-tachet etc., care va fi ultimul mecanism al unui al doilea lanț cinematic.

Deci, cele două mărimi de ieșire din lanțurile cinematice se pot scrie

$$y_{e1} = v_T;$$

$$y_{e2} = v_A,$$

Scanned with CamScanner

mărimile de intrare în aceste lanțuri cinematice fiind niște turații oarecare

$$y_{t1} = n_1;$$
$$y_{t2} = n_2.$$

Dar condiția impusă celor două mărimi de ieșire

$$\frac{y_{e1}}{y_{e2}} = \frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg}\beta,$$

a cărei mărime trebuie să fie constantă, conduce neapărat la asigurarea unei legături cinematice rigide între capetele de ieșire ale lanțurilor cinematice, legătură realizată prin mecanismul fictiv W a cărui ecuație de transfer rezultă din condiția de mai sus

$$y_{e1} = y_{e2} \operatorname{tg}\beta,$$

raportul de transfer al său fiind tg β.

În aceste condiții, se impune ca și între mărimile de intrare să existe o legătură cinematică rigidă pentru obținerea relației

$$\frac{y_{t1}}{y_{t2}} = \text{const.}$$

Ca urmare, cele două lanțuri cinematice, care determină *lanțul cinematic de filetare*, formează un lanț cinematic închis, în care mișcarea se introduce prin punctul de legătură A. Mișcarea introdusă în A poate să fie furnizată de un lanț cinematic principal, ca în cazul filetării pe strung (fig. 5.9), sau de un lanț cinematic de avans, ca în cazul frezării sau rectificării (fig. 5.10) filetului, a danturii roților cilindrice cu dinți înclinați etc.

Cele două scheme confirmă afirmația făcută la punctul 1 din paragraful precedent, și anume că mărimile vitezelor v_T și v_A pot fi oarecare cu condiția menținerii raportului dintre ele.

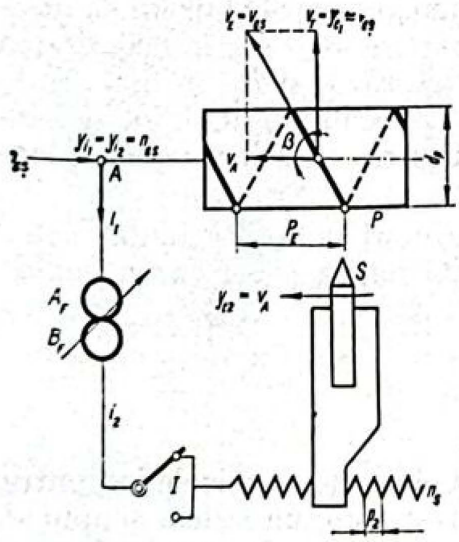


FIG. 5.9. Lanțul cinematic de filetare la strunjire.

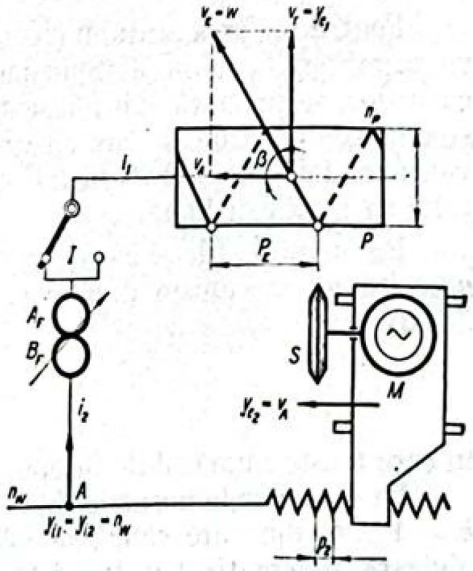


FIG. 5.10. Lanțul cinematic de filetare la rectificare.

Scanned with CamScanner

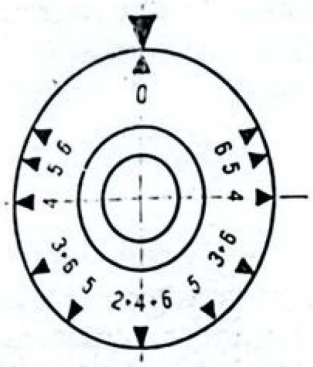


FIG. 5.11. Indicator pentru filetarea filetelor cu mai multe începuturi.

De altfel, însăși constanța sau variabilitatea mișcării introduse în punctul A nu are nici o influență asupra generării corecte a traiectoriei elicoidale, ceea ce permite, de exemplu la mașinile de frezat sau rectificat filet, realizarea manuală a turației n_w, care nici într-un caz nu poate fi o mișcare de rotație cu viteză unghiulară constantă.

Se impune totuși ca această mișcare de rotație să fie constantă, din considerente tehnologice, pentru obținerea unei suprafețe de calitate corespunzătoare, determinată de constanța vitezei pe elice v_E, care, în unele cazuri, este egală cu viteza de așchiere (v. fig. 5.9), iar în alte cazuri, cu viteza de avans (v. fig. 5.10).

Asigurarea unei legături rigide în punctul A poate fi făcută numai printr-un angrenaj și, ca urmare, cele două lanțuri componente ale lanțului cinematic de filetare trebuie să fie mecanice pentru asigurarea unei bune rigidități a transmiterii mișcării spre capetele de ieșire.

Cele două lanțuri cinematice pot fi antrenate și independent, la capetele de intrare, prin motoare separate, montate printr-o legătură cunoscută sub denumirea de *arbore electric*. Această legătură cinematică nu este însă suficient de rigidă pentru a asigura obținerea unui filet de precizie, cu erori minime de pas. Trebuie adăugat că arborele electric necesită o instalație mult mai scumpă decît legătura cinematică prin angrenaj. Din aceste cauze, arborele electric nu și-a găsit extindere în construcția lanțurilor cinematice de filetare.

Pentru realizarea filetului pe stînga sau pe dreapta, este necesară inversarea sensului uneia dintre mișcări, de unde necesitatea unui *inversor* I, montat pe una din ramurile lanțului cinematic de filetare.

Pentru reglarea lanțului cinematic de filetare, în scopul obținerii de filete cu pas diferit, este necesar un mecanism de reglare M_R care, în majoritatea cazurilor, se prezintă sub forma unor *roți de schimb* A_F și B_F, în timp ce la strungurile normale, la care trecerea de la un filet la altul poate fi foarte frecventă, se folosesc *cutii de filetare* care permit reglarea comodă și rapidă a lanțului cinematic de filetare.

Prelucrarea filetelor cu mai multe începuturi (a roților dințate etc.) necesită un mecanism divizor care să permită rotirea piesei cu un unghiu de divizare

$$\alpha_D = \frac{360^\circ}{k},$$

în care k este numărul de începuturi.

La strungurile normale, filetele au de obicei un număr mic de începuturi $k = 1 \ldots 6$, din care cauză se folosește, în acest scop, un sistem simplu de divizare, schematizat în fig. 5.11. Acesta constă dintr-un disc gradat în 1—6 părți, disc solidar cu axul portpiesă. Prin rotirea manuală a piesei (deci și

Scanned with CamScanner

a axului ca și a discului gradat), pînă cînd cifra corespunzătoare numărului de începuturi ajunge în dreptul indexului fix, se obține divizarea corespunzătoare.

Dacă numărul k de începuturi este mare (de exemplu la roți dințate, freze etc.) se folosește un lanț cinematic de divizare.

5.2.3. Reglarea lanțului cinematic de filetare

S-a demonstrat (v. cap. 2.3.4) că ecuația unui lanț cinematic închis are forma

$$Y_e = Y_i K \frac{i_{D2}}{i_{D1}} i_{R2},$$

în care

$$Y_e = w_i = y_2 = v_A;$$
$$Y_i = w_e = y_1 = v_T,$$

ultima egalitate referindu-se la lanțul cinematic de filetare

$$i_{D1} = 2\pi r_P;$$
$$i_{D2} = p_2,$$

i_{D1} fiind raportul de transfer al mecanismului fus-lagăr-piesă, în care r_P este raza piesei (raza cilindrului traiectoriei elicoidale), iar i_{D2} raportul de transfer al mecanismului care transformă mișcarea de rotație în mișcare de translație, de viteză v_A.

În cazul în care acest mecanism este de tipul șurub-piuliță, p_2 este pasul filetului acestui mecanism (pentru cazul general $i_{D2} = k_2 p_2 = P_{E2}$, în care k_2 este numărul de începuturi, dar în genere $k_2 = 1$).

Dacă mecanismul este de tip pinion-cremalieră, atunci $i_{D2} = zp_2 = \pi mz$ (v. tabelul 2.1), m fiind modulul, iar z numărul de dinți ai pinionului. Acest mecanism nu este folosit în lanțurile cinematice de filetare din cauza impreciziei de execuție a cremalierei.

În cazul în care se utilizează un mecanism cu camă, atunci $i_{D2} = h$, pasul camei.

În fine, i_{R2} este raportul de reglare al mecanismului M_R de reglare a lanțului cinematic de filetare, raport pe care îl vom nota, din această cauză, cu i_P.

Din ecuația lanțului cinematic, după înlocuirea termenilor cu cei corespunzători filetării, rezultă pentru raportul de reglare, expresia

$$i_P = \frac{v_A}{v_T} \cdot \frac{2\pi r_P}{P_{E2}} \cdot \frac{1}{K},$$

dar

$$\frac{v_A}{v_T} = \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{P_{E1}}{2\pi r_P},$$

în care $P_{E1} = k_1 p_1$, k_1 fiind numărul de începuturi ale filetului piesei.

Scanned with CamScanner

După înlocuire și simplificare, rezultă

$$i_F = C_F \frac{P_{E1}}{P_{E2}},$$

în care C_F este constanta lanțului cinematic de filetare, constantă care, în foarte multe cazuri, se alege egală cu unitatea.

Aceasta este deci funcția de reglare, cunoscută sub denumirea de *formula* de reglare a lanțului cinematic de filetare.

Dacă mecanismul de reglare constă în roți de schimb, aceeași formulă se va scrie

$$\frac{A_F}{B_F} = C_F \frac{P_{E1}}{P_{E2}},$$

în care A_F și B_F sînt numerele de dinți ale roților de schimb.

5.2.4. Structura cinematică a mecanismului de reglare

a. **Dimensiunile pasului.** Pasul traiectoriilor elicoidale cinematice, care trebuie realizat pe o mașină-unealtă dată, depind de tipul filetului care trebuie obținut.

Filetele metrice au pasul în mm, iar cele în țoli au pasul funcție de această unitate de măsură. La filetul melcului din angrenajele cu melc-roată melcată, pasul depinde nu numai de unitatea de măsură, ci și de numărul π etc.

În tabelul 5.2 sînt indicate caracteristicile pasului filetelor uzuale, în mare parte standardizate.

Gama mare a mărimilor de pas, ca și unitățile de măsură diferite în exprimarea acestuia, ridică probleme specifice în rezolvarea ecuației de reglare a lanțului cinematic de filetare

$$\frac{A_F}{B_F} = C_F \frac{P_{E1}}{P_{E2}}.$$

Pe de altă parte, condiția impusă de expresia cinematică a traiectoriei directoare elicoidale

$$\frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg} \beta = \text{const.}$$

prin care se cere menținerea constantă a raportului celor două viteze, condiție cerută de precizia realizării cinematice a pasului, conduce, după cum s-a arătat, la folosirea lanțurilor cinematice cu structură mecanică, care posedă o foarte mare rigiditate cinematică.

Ca urmare, mecanismele de reglare sînt și ele de natură mecanică — roți de schimb și cutii de filete.

Scanned with CamScanner

Tabelul 5.2

Caracteristicile pasului unor filete

Denumire	P_E mm	Dimensiunile pasului
Filet metric	p	fin $p = 0{,}2; 0{,}25; 0{,}3; 0{,}35; 0{,}4; 0{,}5; \ldots; 0{,}9$ normal $p = 1; 1{,}25; 1{,}5; 1{,}75; 2; 2{,}5; 3; 3{,}5; \ldots; 6$ trapezoidale $p = 2; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; \ldots; 40$
Filet în țoli	$\frac{25{,}4}{N}$	25,4 mm = 1 țol N — numărul de pași pe țol = 28; 24; 20; 16; 14; 12; ...; 3
Filet în module	πm	$\pi = 3{,}1416\ldots$ m = modulul în mm = 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; ...; 50
Filet în diametral pitch	$\frac{25{,}4\pi}{DP}$	DP — numărul de dinți pe țol = 30; 28; 26; 24; 20; 18; 16; ...; 1
Filet conic	$\frac{\cos\delta}{p_{ax}}$	p — pasul axial, în mm sau țoli δ — semiunghiul vîrfului conului
Filetul danturilor angrenajelor și al unor scule	$\frac{\operatorname{tg}\beta}{\pi d}$	d — diametrul, în mm β — unghiul de înclinare a danturii

Rezolvarea ecuației de reglare, prin roți de schimb sau cutii de filete care conțin de asemenea roți dințate, se face la fel ca în cazul determinării roților dințate pentru obținerea unui raport de transmitere dat, cu deosebirea că aceste rapoarte de transmitere ale roților A_F și B_F, condiționate de egalitatea cu $C_F P_{E1}/P_{E2}$, nu sînt în serie geometrică, deoarece variabila, pasul traiectoriei elicoidale P_{E1} care este în același timp pasul filetului, nu face parte dintr-o serie geometrică.

Cu toate că este posibil ca la unele mașini-unelte (strunguri) să se modifice constanta de filetare C_F, căpătînd două, trei mărimi diferite, după cum la unele mașini-unelte speciale de filetat se poate modifica și pasul P_{E2} (șuruburi conducătoare și came schimbabile), aceasta este totuși o constantă constructivă a mașinii, introducînd o condiție suplimentară în rezolvarea ecuației de reglare.

Din aceste cauze, pentru rezolvarea cît mai precisă a ecuației de reglare, la multe mașini de rectificat filet, de ascuțit scule, de rectificat dantura elicoidală etc. se folosește, în locul roților dințate sau împreună cu acestea,

Scanned with CamScanner

un mecanism cu lineal care permite obținerea unor mărimi de pas cu erori foarte mici și în condiții comode de reglare.

b. **Roți de schimb.** Reglarea lanțului cinematic de filetare cu ajutorul roților de schimb are o largă utilizare în construcția de mașini-unelte, în cazuri speciale putînd fi montate chiar și la strungurile normale care sînt dotate totdeauna cu cutii de filetare.

Pentru simplificarea notației și în concordanță cu uzuanța practică, în cele ce urmează se notează cu

p_1 — pasul P_{E1} al filetului generat;

p_2 — pasul P_{E2} al șurubului conducător și se va considera constantă C_F a lanțului de filetare, egală cu unitatea. În aceste condiții, ecuația de reglare capătă aspectul

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{p_1}{p_2}.$$

Pasul p_1 al filetului care trebuie realizat, poate fi exprimat sub diferite forme indicate în tabelul 5.2.

Pasul p_2 al șurubului conducător este, în majoritatea cazurilor, în sistem metric în Europa, dar există și multe mașini-unelte la care acesta se exprimă în număr de pași pe țol.

La unele mașini-unelte, în special la cele de prelucrat roți dințate, pasul p_2 este realizat și în funcție de numărul π pentru a facilita calculele, întrucît același număr π intervine și în expresia pasului p_1 al filetului piesei.

Considerînd în cele ce urmează o mașină-unealtă avînd șurubul conducător cu filet metric de pas p_2, calculul roților de filetare se efectuează astfel:

Filetul metric. Pasul p_1, în mm, poate avea o mărime standardizată sau nu. Determinarea roților A_F B_F reprezintă, în unele cazuri, o problemă dificilă de rezolvat, dacă p_1 este un număr cu două, trei zecimale (v. cap. 10).

În genere, rezolvarea conduce la folosirea a două, trei perechi de roți de schimb.

De exemplu, fie $p_1 = 1{,}25$ mm, $p_2 = 12$ mm

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{1{,}25}{12} = \frac{5}{48} = \frac{1 \times 5}{4 \times 12} = \frac{1 \times 1 \times 5}{4 \times 3 \times 4} = \frac{1 \times 2 \times 2{,}5}{4 \times 3 \times 4} = \frac{20}{40} \times \frac{20}{30} \times \frac{50}{80}.$$

Filetul în țoli. Filetul în țoli fiind caracterizat prin numărul de pași N_1 pe țol, pasul, în mm, va fi

$$p_1 = \frac{25{,}4}{N_1} \quad [\text{mm}].$$

Formula de calcul a roților de filetare, devine

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{25{,}4}{p_2 N_1}.$$

Scanned with CamScanner

Prin multiplicarea numărătorului și numitorului cu 5, se obține

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{127}{5 p_2 N_1}.$$

Numărul 127 fiind prim, se impune ca trusa de roți de schimb a mașinii-unelte să conțină o roată avînd acest număr de dinți.

Ca exemplu de calcul, fie $N_1 = 24$, $p_2 = 12$ mm

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{127}{5 \times 12 \times 24} = \frac{1 \times 127}{12 \times 120} = \frac{1 \times 1 \times 127}{3 \times 4 \times 120} = \frac{20}{60} \times \frac{25}{100} \times \frac{127}{120}.$$

Filetul în module. Prelucrarea melcilor din angrenajele cu melc-roată melcată, implică realizarea unui filet al cărui pas este funcție de modul și de numărul π

$$p_1 = m\pi \text{ [mm]}.$$

Formula de calcul devine în acest caz

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{m\pi}{p_2}.$$

Modulul este în genere un număr care poate conține maximum două zecimale, însă π are un număr infinit de zecimale. Din punct de vedere tehnic, numărul său de zecimale poate fi limitat la patru, iar pentru filete de mare precizie, la șase zecimale.

În tabelul 5.3 sînt date cîteva fracții care aproximează numărul π.

Tabelul 5.3

Fracții pentru π

Fracția de aproximare	Eroarea %	Fracția de aproximare	Eroarea %
$\pi \approx \frac{22}{7}$	+0,40	$\pi \approx \frac{13 \times 29}{4 \times 30}$	+ 0,02
$\pi \approx \frac{32 \times 27}{25 \times 11}$	+0,07	$\pi \approx \frac{5 \times 71}{113}$	+ 0,0006
$\pi \approx \frac{19 \times 21}{127}$	+0,04	$\pi \approx \frac{94 \times 127}{95 \times 40}$	− 0,004
$\pi \approx \frac{25 \times 47}{22 \times 17}$	+0,04	$\frac{\pi}{4} \approx \frac{37 \times 54}{53 \times 48}$	− 0,02
$\pi \approx \frac{8 \times 97}{13 \times 19}$	+0,03	$\frac{3\pi}{32} \approx \frac{32 \times 25}{97 \times 28}$	− 0,09

Scanned with CamScanner

Fie $m = 2{,}5$ mm, $p_2 = 12$ mm și $\pi \approx 22/7$

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{2{,}5 \times 22}{12 \times 7} = \frac{5 \times 22}{24 \times 7} = \frac{5}{7} \times \frac{11}{12} = \frac{20}{70} \times \frac{55}{60}.$$

Filetul în Diametral-Pitch. Pentru melcii angrenajelor melcate cu dimensiuni în țoli, în locul modulului se folosește Diametral Pitch-ul care este inversul acestuia

$$DP = \frac{z}{D_p''},$$

în care D_p'' este diametrul de divizare exprimat în țoli. Pasul acestui tip de filet, exprimat în sistemul metric, va fi

$$p_1 = \frac{25{,}4\,\pi}{DP} \quad [\text{mm}],$$

iar formula de calcul a roților de filetare devine

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{25{,}4 \cdot \pi}{p_2 \cdot DP}.$$

Pentru cazul $DP = 16$; $p_2 = 12$ mm; $\pi \approx 22/7$

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{25{,}4 \times 22}{12 \times 16 \times 7} = \frac{127}{60} \times \frac{11}{16} \times \frac{2}{7} = \frac{127}{60} \times \frac{55}{80} \times \frac{20}{70}.$$

În toate cazurile exemplificate pot exista și alte variante, în ceea ce privește numărul de dinți al roților de schimb.

La mașinile-unelte cu șurubul conducător având filet în țoli, în formulele de calcul intervine pasul p_2 al acestuia exprimat prin

$$p_2 = \frac{25{,}4}{N_2} \quad [\text{mm}],$$

în care N_2 este numărul de pași pe țol al șurubului conducător.

c. **Cutii cu filete.** La mașinile-unelte universale, în special la strunguri, calculul roților de schimb pentru filetare, precum și însăși operația de montare și de demontare a acestor roți sînt anevoioase și consumă un timp auxiliar mare, micșorînd productivitatea.

Pentru a reduce în oarecare măsură aceste dificultăți și deficiențe, s-a introdus în lanțul cinematic de filetare o cutie cu rapoarte de multiplicare și de demultiplicare (fig. 5.12), de tip meandru sau similar (v. fig. 4.33 și 4.34), permițînd astfel ca pentru un raport de filetare i_F să se obțină cu aceleași roți de schimb A_F și B_F un număr q de rapoarte de filetare, corespunzător celor q rapoarte de transmitere ale cutiei de multiplicare.

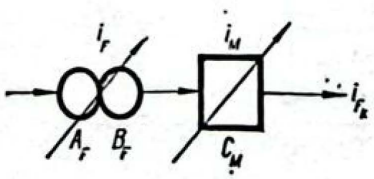


FIG. 5.12. Roți de schimb și cutie de multiplicare.

Scanned with CamScanner

În general, se poate scrie că

$$i_{Fk} = i_F i_{Mk},$$

în care i_{Mk} este raportul de transmitere al cutiei de multiplicare (sau de demultiplicare), k fiind egal cu 1, ..., q.

Folosirea unei cutii cu meandru este cu atît mai mult posibilă, cu cît în gamele de filete metrice, țoli, module etc. mărimile acestora sînt multipli de 2, 4, 8, ... de exemplu filetele metrice cu pasul de 0,25; 0,5; 1; 2; 4 ... mm.

Utilizarea cutiei cu meandru duce la micșorarea numărului rapoartelor i_F și deci la micșorarea numărului roților de schimb A_F și B_F. Această constatare conduce la eventualitatea posibilității înglobării roților de schimb, într-o cutie de filete, manevrabilă din exterior.

În acest scop însă, este necesar un studiu mai amănunțit al expresiilor pasurilor și a formulelor de calcul pentru roțile de schimb.

d. **Structura cinematică a cutiilor de filete.** Rapoartele de transmitere ale roților A_F și B_F care asigură obținerea unui filet cu pasul p_1, pentru cazul în care raportul de transmitere i_M al cutiei de multiplicare este egal cu unitatea, le vom denumi *rapoarte de filetare de bază* și le vom nota prin i_{FB}, iar pașii filetelor obținute în această condiție, *pasuri de bază.*

Pasul p_B al unui filet fiind o dimensiune de lungime se exprimă printr-o unitate de măsură, în mod normal milimetrul. Ca urmare, pasul de bază al unui filet metric se poate exprima, de exemplu, prin

$$p'_B = P_1\mu$$

în care μ este unitatea de măsură, în mm.

În mod similar, pasul de bază al filetului în module se va exprima prin

$$p''_B = M_1\pi\mu.$$

La filetele în țoli, pasul se exprimă funcție de numărul N_1 de pași pe țol, deci

$$p'''_B = \frac{25{,}4\mu}{N_1} = \frac{\tau\mu}{N_1},$$

în care $\tau = 25{,}4$ reprezintă unitatea de măsură, țolul transformat în milimetri.

În fine, pentru filetul în Diametral-Pitch, se obține

$$p^{IV}_B = \frac{25{,}4\,\mu\pi}{DP_1} = \frac{\tau\mu\pi}{DP_1}.$$

Pasul șurubului conducător p_2 se va exprima și el în cazul analizat-șurub conducător cu filet metric-prin

$$p_2 = P_2\mu.$$

Scanned with CamScanner

Cele patru formule ale rapoartelor de filetare, pentru filetele de bază, devin cu aceste notații

$$i'_{FB} = \frac{P_1}{P_2};$$

$$i''_{FB} = \frac{M_1 \pi}{P_2};$$

$$i'''_{FB} = \frac{\tau}{N_1 P_2};$$

$$i^{IV}_{FB} = \frac{\tau\pi}{DP_1 \cdot P_2}$$

Multe dintre mărimile adimensionale P_1, M_1, N_1 și DP_1 se regăsesc identice pentru toate cele patru tipuri de filete, de exemplu cifra 2, 3, 4, ... se poate referi la pasul în mm, la modul, la numărul de pași pe țol, la Diametral-Pitch.

În cazurile de egalitate ale acestora, notîndu-le cu același simbol P_1, expresiile rapoartelor de filetare devin

$$i'_{FB} = \frac{P_1}{P_2} = i_{P_2} i_{P_1};$$

$$i''_{FB} = \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{\pi}{1} = i_{P_2} i_{P_1} \cdot i_\pi;$$

$$i'''_{FB} = \frac{1}{P_2} \cdot \frac{1}{P_1} \cdot \frac{\tau}{1} = i_{P_2} \cdot \frac{1}{iP_1} \cdot i_\tau;$$

$$i^{IV}_{BF} = \frac{1}{P_2} \cdot \frac{1}{P_1} \cdot \frac{\pi}{1} \cdot \frac{\tau}{1} = i_{P_2} \frac{1}{i_{P_1}} i_\pi \cdot i_\tau,$$

în care $i_{P_2} = 1/P_2$ raportul constant datorat pasului șurubului conducător.

Ca urmare, într-o cutie de filete trebuie să existe angrenaje care să asigure rapoartele de transmitere

$$i_{P_1};\ i_{P_2};\ i_\pi \text{ și } i_\tau,$$

dintre care numai primul este variabil funcție de pasul filetului piesei. Se mai poate remarca, că raportul de transmitere variabil i_{P_1} în ultimele două cazuri, filete în țoli și DP, trebuie să fie inversul celui pentru filetele metrice și în module.

Schema cinematică care leagă între ele mecanismele care asigură realizarea acestor rapoarte de transmitere, are aspectul din fig. 5.13. Ea conține în plus și reprezentarea cutiei de multiplicare avînd rapoartele de transmitere i_M. Funcție de poziția celor trei cuplaje C_1, C_2 și C_3, se obțin cele patru filete diferite.

Scanned with CamScanner

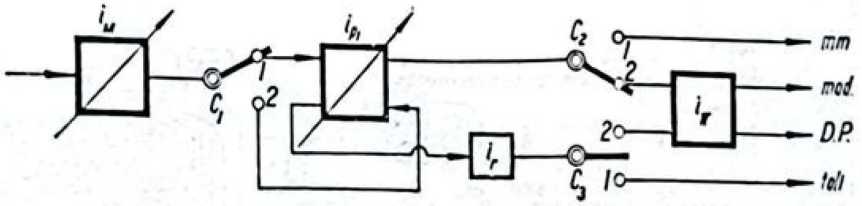


FIG. 5.13. Schema structurală a unei cutii de filete.

În cazul în care șurubul conducător are filetul în țoli, schema structurală se deduce similar, ea fiind identică cu precedenta, însă cu deosebirea că angrenajele cu raportul i_τ se află pe traseul superior al fluxului cinematic (pentru filetele metrice și modul), trebuind să fie în același timp, invers, deci sub forma $1/i_\tau$.

e. **Construcția cutiilor de filete.** Cutiile de filete se folosesc în genere numai la strungurile universale, din care cauză ele îndeplinesc și funcția de cutie de avans, în care scop, de la cutia de filete mișcarea este transmisă la cutia căruciorului prin axul avansurilor, cutie care asigură demultiplicarea necesară pentru obținerea avansurilor ale căror mărimi sînt mult mai mici decît pasurile filetelor.

Amplasarea tuturor angrenajelor în cutia de filete depinde de concepția constructorului, totuși trebuie de remarcat faptul că frecvența prelucrării filetelor modul și Diametral-Pitch este mult mai mică decît a filetelor metrice și în țoli. Ca urmare, angrenajele pentru rapoartele de transmitere i_π și i_τ pot fi concepute ca roți de schimb, ceea ce simplifică construcția cutiei de filete.

De asemenea, este necesar să se prevadă și posibilitatea prelucrării unor filete speciale cu pasuri nenormalizate, ceea ce înseamnă posibilitatea scoaterii cutiei de filete din lanțul cinematic de filetare.

Cutiile de filete ale strungurilor sînt în majoritatea cazurilor de tipul cutiilor cu braț mobil (Norton), prezentînd dezavantajele menționate la cutiile de avans de acest tip (v. fig. 4.31). Unele construcții, de exemplu la strungul S3 (fig. 5.14), fără a renunța la avantajul brațului mobil care permite manevrarea cutiei de filete cu o singură mînă, s-a soluționat eliminarea deschiderii, folosind o acționare indirectă a brațului. Brațul mobil *1* (secțiunea *AB*) este solidar cu o tijă *2* (secțiunea *CD*) care poate fi rotită și deplasată axial. Prin rotirea tijei *2*, de care se află fixat cepul *3*, se poate roti, în jurul axului *5*, piesa *4* pe care se află pinionul intermediar care angrenează cu una din roțile conului de roți.

Deplasînd axial maneta *1*, întreg ansamblul se va deplasa în lungul axelor, permițînd angrenarea intermediarei cu oricare dintre roțile conului de roți.

În alte construcții, piesa *4* poate fi rotită cu o manetă și deplasată axial cu o a doua manetă, ceea ce înseamnă că trecerea de la un filet la altul, necesită manevrarea simultană a celor două manete.

Scanned with CamScanner

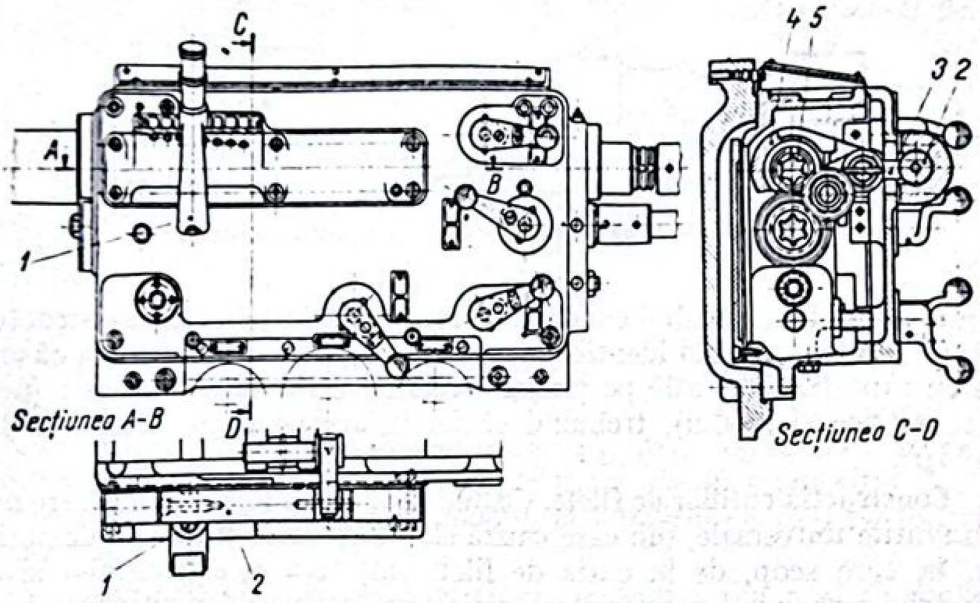


FIG. 5.14. Cutia de filete a strungului S3.

Cutiile de filete cu blocuri baladoare de tipul cutiilor de viteze au căpătat o extindere largă în ultimul timp cu toate dificultățile de calcul și de execuție.

Gama de filete nefiind în serie geometrică, nici rapoartele de transmitere ale angrenajelor nu sînt în serie geometrică, din care cauză la calcularea lor trebuie să se utilizeze atît angrenaje cu module diferite, cît și danturi corijate.

În fig. 5.15 este schițată o cutie de filete cu baladori pe axul de jos, care, prin corijarea aplicată danturilor, pot angrena cu o aceeași roată de pe axul mijlociu, cu toate că numerele de dinți ale baladorilor sînt diferite. Astfel, roata cu 36 de dinți din stînga poate angrena cu roțile avînd 27,

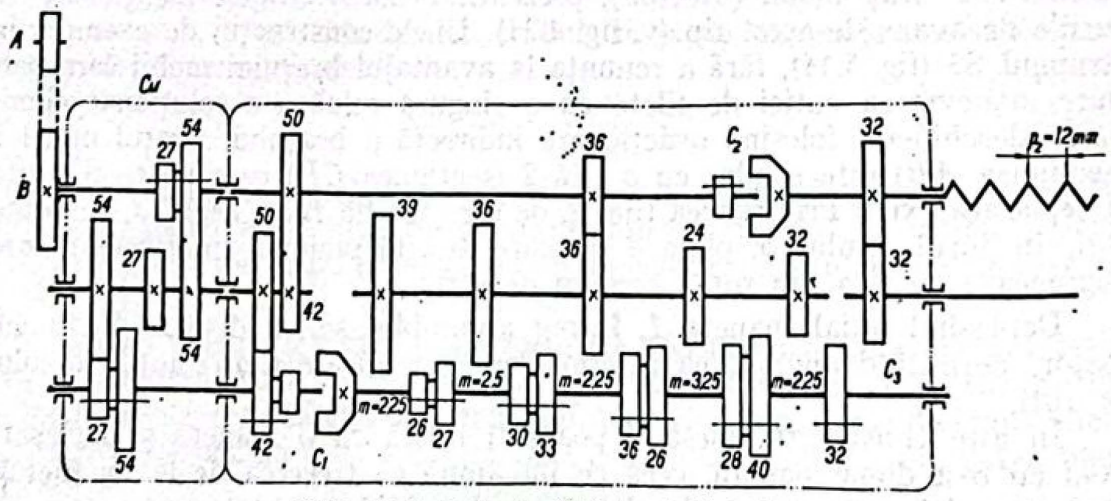


FIG. 5.15. Cutie de filete cu baladori.

Scanned with CamScanner

respectiv 30 de dinți, ale celor doi baladori din stînga. A doua roată, tot cu 36 de dinți, poate angrena cu roțile cu 33, respectiv 36 de dinți etc.

În stînga s-a marcat prin C_M, cutia de multiplicare, de tipul cu baladori, conținută în cutia de filete.

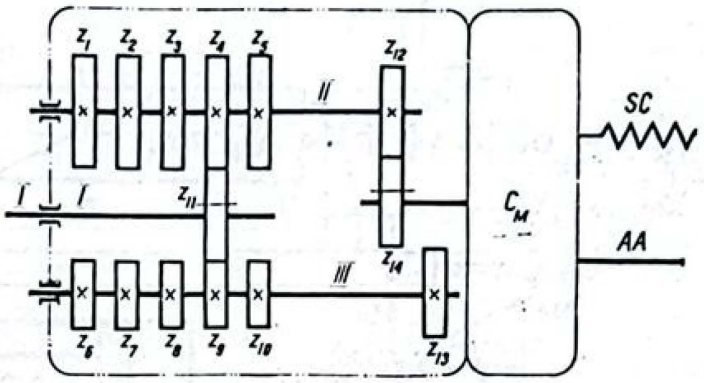


FIG. 5.16. Cutia de filete Rumph.

La cutia de filete și avansuri tip Rumpf (fig. 5.16), prin corijarea extinsă a danturilor, roata baladoare z_{11} poate angrena cu cele cinci roți de pe axul *II* și cu alte cinci roți de pe axul *III* realizîndu-se 10 rapoarte de transmitere. Mișcarea se preia de către roata baladoare z_{14}, fie de la un ax, fie de la celălalt și, în continuare, trecînd prin cutia de multiplicare C_M cu rapoartele de transmitere 1/1, 1/2, 1/4 și 1/8, ea se transmite șurubului conducător care poate realiza astfel 40 de filete diferite [141].

Cu ajutorul altor angrenaje, nefigurate în schița de mai sus, se poate realiza și filet în țoli, în module Diametral-Pitch, deci în total 160 de filete cu pasuri diferite.

f. **Linealul.** Pentru elicele cu pas mare și foarte mare (unghiul β mic) cum se întîlnesc la majoritatea sculelor (freze cu dantură înclinată), la care pasul elicei se exprimă prin

$$P_E = \frac{\pi d}{\operatorname{tg} \beta}$$

și care trebuie obținut cu foarte mare precizie, reglarea lanțului cinematic de filetare cu ajutorul roților prezintă dificultăți în determinarea acestora.

Folosirea linealului (fig. 5.17) simplifică calculele și asigură precizia corespunzătoare.

Masa mașinii poate fi acționată, de exemplu, pe cale hidraulică prin cilindrul motor Cil, asigurînd o viteză de deplasare v_A. Cremaliera CR este forțată datorită linealului L să se deplaseze pe verticală cu viteza v_{CR}

$$v_{CR} = v_A \operatorname{tg} \alpha,$$

rotind pinionul D_R cu turația

$$n_P = \frac{v_{CR}}{\pi D_R},$$

astfel încît piesa P capătă, la diametrul exterior d, o viteză tangențială

$$v_T = \pi d n_P.$$

Scanned with CamScanner

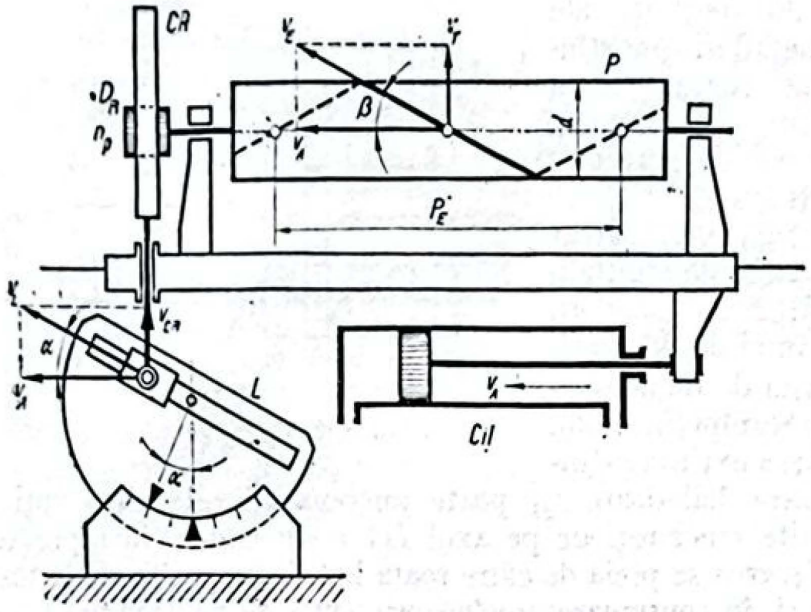


FIG. 5.17. Utilizarea linealului pentru obținerea traiectoriei elicoidale.

Pentru obținerea înclinării β a elicei este necesar ca

$$\frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg}\beta = \frac{\pi d}{P_E}.$$

Înlocuind pe v_T și v_A cu expresiile acestora deduse mai înainte, se obține

$$\frac{\pi dn}{v_{CR}} \operatorname{tg}\alpha = \frac{\pi d}{P_E}$$

și, ținînd seama că $v_{CR} = \pi D_R n_P$ rezultă

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\pi D_R}{P_E},$$

D_R, fiind diametrul de divizare al pinionului, este o constantă constructivă, astfel încît formula pentru determinarea înclinării linealului capătă forma

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{C_F}{P_E}.$$

Se constată imediat că pentru $P_E = \infty$ (freze, alezoare etc. cu dinți drepți, deci cu $\beta = 0$) unghiul $\alpha = 0$ și, ca urmare, v_{CR} și v_T sînt egale cu zero.

Pentru $P_E = C_F$, unghiul $\alpha = 45°$, ceea ce din punct de vedere constructiv permite determinarea constantei C_F pentru un pas minim al elicei care ar putea fi realizată pe mașină.

Scanned with CamScanner

5.2.5. Filete speciale

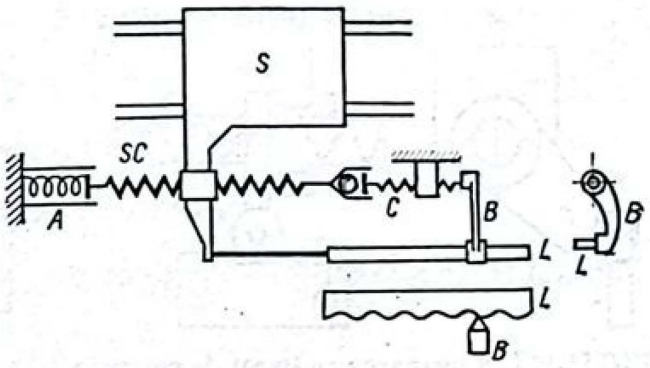


FIG. 5.18. Linealul de eroare.

Se vor considera ca filete speciale, filetele de mare și de foarte mare precizie, filetele conice, filetele cu pas variabil și filetul plan.

Filetele de mare și de foarte mare precizie se folosesc în aparatele și în instrumentele de măsură, (micrometre, șuruburi de deplasare a meselor microscoapelor etc.) precum și în construcția de mașini-unelte ca șuruburi conducătoare (la strunguri, mașini de rectificat etc.).

Filetele conice se folosesc la îmbinări speciale (filetul Briggs, filetul prăjinilor de foraj etc.) și se remarcă prin lungimea mică a lor.

Filetele cu pas variabil au o utilizare mai restrînsă, numai în anumite mașini specifice ca cele de extrudere (mase plastice), iar filetul plan, în construcția unor came.

a. **Filete de mare și de foarte mare precizie.** Toleranța de pas a șuruburilor de mare și de foarte mare precizie este în genere foarte mică și se exprimă, de exemplu, prin 0,005 mm pe 200 mm lungime, astfel că pentru un filet cu pasul de un milimetru, eroarea de pas este de 0,000025 mm.

Eroarea de pas poate avea drept origine două cauze diferite: erorile de pas ale șurubului conducător al mașinii-unelte pe care s-a executat filetul în cauză și, diferenței dintre temperatura din timpul prelucrării șurubului și temperatura la care va lucra ulterior acesta.

Pentru eliminarea erorilor de pas ale șurubului conducător al mașinii-unelte, se determină aceste erori prin măsurări foarte precise și se elimină pe cale cinematică, folosind *linealul de eroare*, mecanism construit special pentru mașina-unealtă în cauză și pentru șurubul său conducător.

Principiul constă fie în menținerea constantă a vitezei axiale

$$v_A = p_2 n_2 = \text{const},$$

fie prin introducerea unei viteze axiale suplimentare Δv, deplasînd în acest scop în sens axial șurubul conducător, fie prin introducerea unei rotații suplimentare Δn_2 obținută prin rotirea piuliței.

În primul caz, (fig. 5.18) linealul de eroare L se deplasează solidar cu sania S, antrenată de șurubul conducător SC. Datorită profilului linealului, brațul B care se sprijină pe acesta, capătă mișcări de rotație în sus și în jos, rotind șurubul C care împinge mai mult sau mai puțin șurubul conducător SC împreună cu sania S. Șurubul conducător este împins spre șurubul C de către arcul A, astfel că spre dreapta el se deplasează sub acțiunea acestui arc.

Scanned with CamScanner

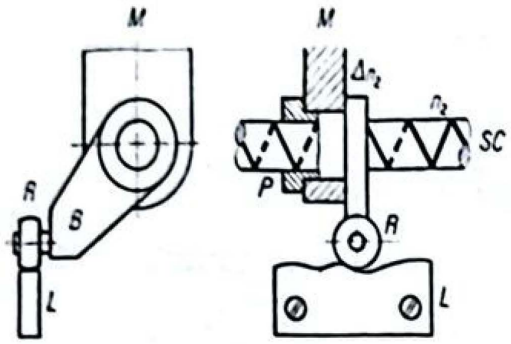


FIG. 5.19. Alt mecanism cu lineal de ercare.

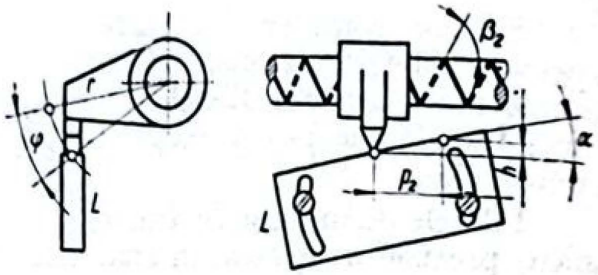


FIG. 5.20. Lineal de temperatură.

Sistemul are o utilizare restrînsă.

În al doilea caz (fig. 5.19), piulița P este solidară cu brațul B a cărui rolă R se sprijină pe linealul L. Piulița nu este fixată de masa M a mașiniii, ea putîndu-se roti cu unghiuri foarte mici, rotirea determinată de profilul linealului de eroare. În acest mod, la turația n_2 a șurubului conducător se adună sau se scade rotația Δn_2 a piuliței.

Astfel de construcții se folosesc la strungurile de precizie și la mașinile de rectificat filet.

Linealul de temperatură are drept scop să prevină erorile de pas datorate dilatației șurubului supus filetării, din cauza temperaturii mediului ambiant sau a căldurii născute în procesul de prelucrare, temperaturi în majoritatea cazurilor diferite de ale mediului în care va lucra șurubul.

Ca urmare, pasul p_1', realizat de mașină, trebuie să fie diferit de pasul teoretic p_1

$$p_1' = p_1 \pm \Delta p_1.$$

Realizarea diferenței de pas, care în acest caz trebuie să fie constantă pe toată lungimea filetului prelucrat se obține printr-un mecanism similar precedentului, la care în loc de linealul de eroare se montează un lineal de temperatură, perfect rectiliniu, care este înclinabil sub un unghi α reglabil funcție de mărimea Δp_1 care urmează să fie obținută și rezultată din calcul sau determinată experimental.

După fig. 5.20, datorită înclinării de unghi α a linealului, brațul r se rotește cu unghiul φ, la deplasarea saniei pe mărimea unui pas p_2. Rotirii cu unghiul φ îi corespunde o ridicare h care poate fi considerată egală cu lungimea arcului de cerc de rază r, avînd în vedere micimea unghiului φ, deci

$$h = \frac{2\pi r \varphi^\circ}{360^\circ};$$

pe de altă parte $h = p_2 \operatorname{tg} \alpha$, astfel că prin egalare rezultă

$$\frac{2\pi r \varphi^\circ}{360^\circ} = p_2 \operatorname{tg} \alpha.$$

Scanned with CamScanner

Proporționalitatea dintre unghiul de rotire și pasul p_2 fiind

$$\frac{\varphi^\circ}{360^\circ} = \frac{\Delta p_2}{p_2}$$

permite să se scrie egalitatea precedentă sub forma

$$\Delta p_2 = p_2 \frac{p_2}{2\pi r} \operatorname{tg} \alpha.$$

Dar $p_2/2\pi r = 1/\operatorname{tg} \beta_2$, în care β_2 este unghiul de înclinare a elicei filetului șurubului conducător, deci

$$\Delta p_2 = p_2 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta_2},$$

astfel că pasul p_2' al șurubului conducător este, la folosirea linealului de temperatură, egal cu

$$p_2' = p_2 \pm \Delta p_2 = \left(1 \pm \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta_2}\right) p_2.$$

Urmărind o reglare cît mai precisă, este necesar să se obțină valori cît mai mici pentru Δp_2, ceea ce necesită unghiuri α mici, deci este necesară posibilitatea de reglare fină a linealului, după cum în același scop trebuie ca unghiul β_2 să fie cît mai mare, ceea ce se poate realiza constructiv, prin diametrul cît mai mare al șurubului conducător și pasul său cît mai mic, căci $\operatorname{tg} \beta_2 = \pi d/p_2$.

b. **Filetul conic.** Utilizat în scopuri speciale, filetul conic se caracterizează prin lungimea scurtă a sa în comparație cu filetele cilindrice. Din această cauză, el poate fi ușor realizat folosind *linealul de strunjire conică* (fig. 5.21).

Aceasta constă dintr-o riglă L, dispusă în spatele strungului normal, înclinabilă pînă la $\pm$ 15°, pe care alunecă o piatră P, solidară cu tija T, care, la rîndul său, este fixată de sania transversală ST a strungului (sania, în aceste cazuri, este decuplată de pe șurubul de avans transversal).

Ca urmare, sania și cuțitul în deplasarea longitudinală a căruciorului, sînt forțate să urmărească ghidajul linealului, înclinat în raport cu axa de rotație a piesei.

La strungurile cu dispozitiv de copiat hidraulic, filetul conic se obține prin urmărirea unui șablon rectiliniu, înclinat de unghiul δ.

Pasul p_1 al filetului conic, standardizat metric, Briggs și pentru burlane

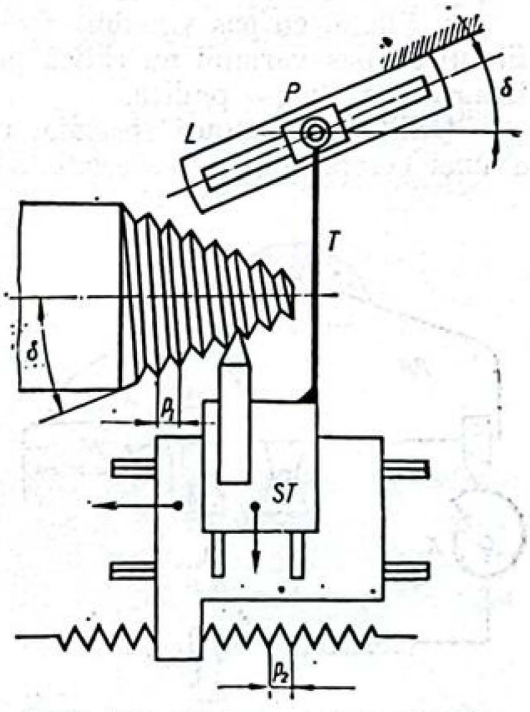


FIG. 5.21. Filetarea conică cu lineal.

Scanned with CamScanner

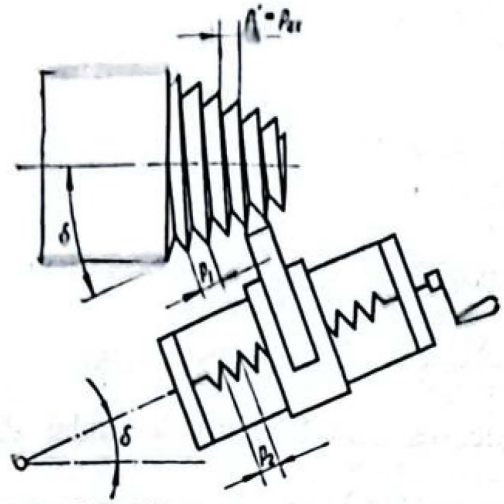


FIG. 5.22. Filetarea conică cu înclinarea săniei.

de foraj se măsoară normal pe axa de rotație. Există însă și filete conice la care pasul se măsoară pe generatoarea conului. Aceste filete sînt dificil de realizat pe strungurile normale cu lineal, deoarece în calculul roților de filetare trebuie introdus pasul axial p'_1 a cărui mărime depinde de unghiul de înclinare a generatoarei conului $p'_1 = p_1 \cos \delta$ și, ca urmare, în formulă, la numărător, acesta intervine ca număr zecimal.

Pentru astfel de filete, există strunguri speciale, la care șurubul saniei portcuțit (fig. 5.22) face parte din lanțul cinematic de filetare, astfel că prin înclinarea acestei sănii se poate realiza ușor filetul conic cu mărimea pasului măsurată pe generatoare.

La mașinile de rectificat filet, filetul conic se obține prin înclinarea păpușii portpiatră *PP* (fig. 5.23), datorită unei came *K*, rotită de un angrenaj cu pinion-cremalieră *A*, a cărui cremalieră este pusă în mișcare de un lineal *L*, solidar cu masa mașinii de rectificat. Pentru o aceeași ridicare *h* a camei, înclinarea filetului conic depinde de lungimea acestuia. Reglarea, pentru obținerea conicității dorite, se face prin înclinarea linealului *L*.

c. Filetul cu pas variabil. Spre deosebire de filetele speciale precedente, filetul cu pas variabil nu ridică probleme de precizie, întrucît acesta nu se înșurubează într-o piuliță.

Utilizat în scopuri speciale, pentru transportarea și crearea simultană a unei comprimări a materialului, legea de variație a pasului acestui filet este condiționată de procesul tehnologic al prelucrării materialului respectiv

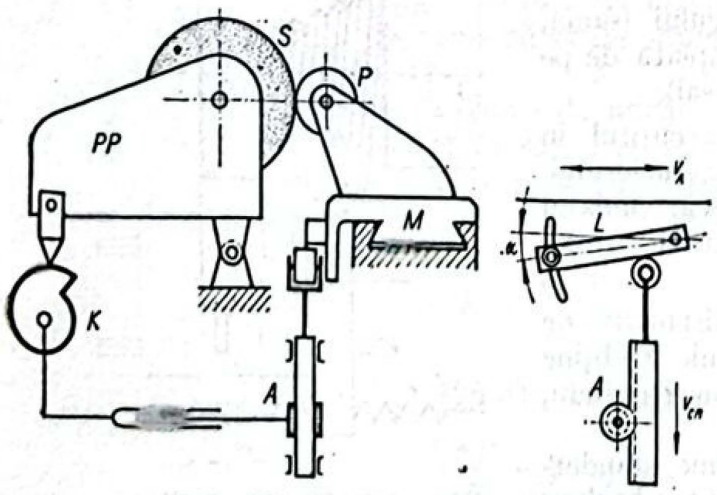


FIG. 5.23. Rectificarea filetului conic.

Plecînd de la un pas p_0 inițial, pasul acestor filete se poate exprima prin

$$p_1 = (1 \pm \lambda)\, p_0,$$

în care λ este parametrul variabil după o anumită lege, dependent însă și de lungimea filetului sau de numărul de pași al acestuia.

Scanned with CamScanner

Viteza axială se va exprima și ea similar

$$v_A = (1 \pm \lambda)\, v_{A0}$$

și poate fi realizată prin diferite construcții cinematice, dintre care, două sînt schematizate în fig. 5.24.

Viteza axială suplimentară λv_{A0} se realizează datorită turației n care se însumează prin diferențialul *Dif* cu turația n_2, astfel încît șurubul conducător capătă turația variabilă n_2'.

Turația n este creată printr-un angrenaj cu pinion-cremalieră *CR*, cremalieră pusă în mișcare de un șablon care poate oscila în jurul punctului fix *O*, sub acțiunea de deplasare a căruciorului, sau pusă în mișcare de o camă *K*, a cărei turație se ia de la șurubul conducător prin intermediul unor roți de schimb.

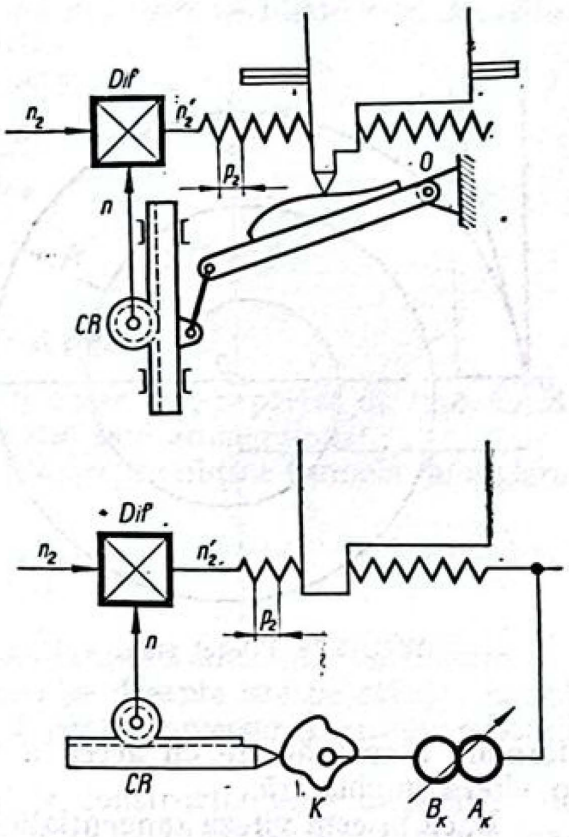


FIG. 5.24. Lanțuri cinematice pentru realizarea filetului cu pas variabil.

d. **Filetul plan.** Traiectoria directoare a filetului plan este o spirală arhimedică de pas P_s constant. Piesele pe care se execută un filet plan nu se pot îmbina cu o contra piesă, ca în cazul șurub-piuliță. De altfel, și din alte puncte de vedere există deosebiri esențiale între acesta și filetul cilindric. Denumirea i se datorește faptului că poate fi realizat pe mașini-unelte în aceleași condiții ca și filetul cilindric și că are, ca și acesta, pasul constant.

Spirala arhimedică (fig. 5.25) are ecuația

$$\rho = P_S \theta$$

care, prin derivare, duce la ecuația cinematică

$$v_R = P_S \omega,$$

în care v_R este viteza radială în planul spiralei, iar ω — viteza unghiulară.

Dacă viteza unghiulară este constantă (ceea ce se poate ușor realiza pe mașini-unelte), iar pasul spiralei este de asemenea constant, rezultă că și viteza radială trebuie să fie constantă (ceea ce de asemenea se poate ușor realiza). Ca urmare, se poate scrie că

$$\frac{v_R}{\omega} = P_S = \text{const},$$

Scanned with CamScanner

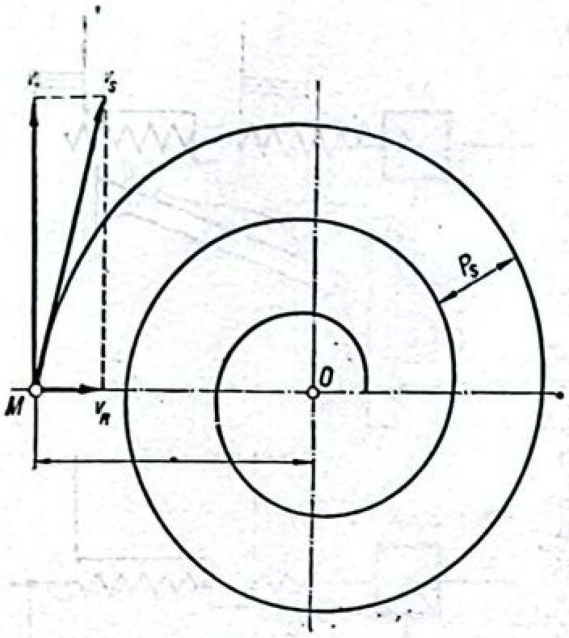


FIG. 5.25. Filetul plan.

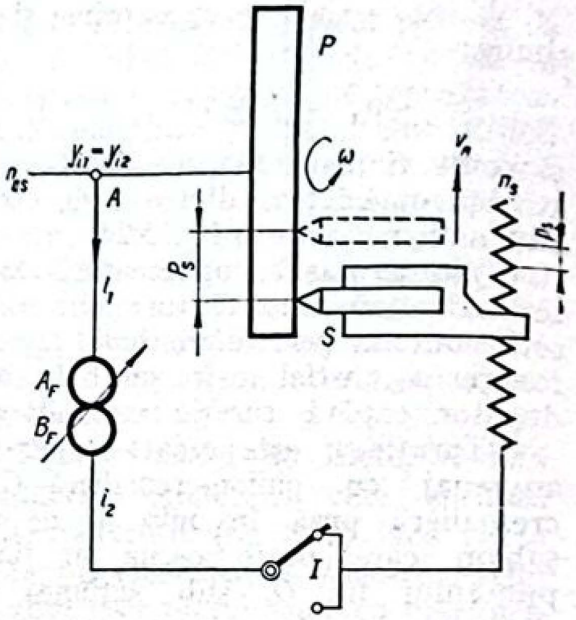


FIG. 5.26. Lanț cinematic pentru strunjirea filetului plan.

formulă asemănătoare cu aceea a filetului cilindric, dar în care intervine o viteză unghiulară.

Dacă v_S este viteza tangențială la spirală în punctul M, atunci ea poate fi descompusă în viteza radială v_R și viteza tangențială instantanee v_T în M, între care există relația

$$\frac{v_T}{v_R} = \operatorname{tg} \beta$$

asemănătoare relației dintre v_T și v_A la elicea cilindrică.

Însă cum

$$v_T = \rho\omega,$$

iar

$$v_R = P_S\omega,$$

rezultă că

$$\frac{v_T}{v_R} = \frac{\rho}{P_S} = \operatorname{tg} \beta \neq \text{const},$$

din cauză că ρ este variabil. Ca urmare, deosebirea fundamentală de elicea cilindrică constă și în faptul că tg β nu este constant, cu toate că pasul este constant.

Pentru realizarea filetului plan, fiind necesare o mișcare de rotație și una de translație, acestea se pot obține printr-un lanț cinematic schematizat în fig. 5.26 în totul asemănător lanțului cinematic de filetare, cu singura

Scanned with CamScanner

deosebire că direcţia pe care se efectuează mişcarea rectilinie este normală pe axa de rotaţie şi nu paralelă cu aceasta.

Ecuaţia acestui lanţ cinematic se va scrie

$$Y_e = Y_t K \frac{1}{i_{D2}} \frac{A_F}{B_F},$$

în care $Y_e = v_R$;
$Y_t = \omega$;
$i_{D2} = p_ş$;
K — produsul rapoartelor constante.

Se remarcă lipsa lui i_{D1}, deoarece, în acest caz, raportul de transfer al mecanismului de intrare în lanţul cinematic este adimensional.

Procedînd ca şi în cazul lanţului de filetare, se obţine formula de reglare pentru cazul filetului plan

$$\frac{A_F}{B_F} = C_F \frac{P_S}{p_ş}$$

care este întrutotul asemănătoare formulei lanţului cinematic de filetare.

Pentru obţinerea filetului plan cu sens pe dreapta sau pe stînga, lanţul cinematic trebuie să posede un inversor I pentru inversarea sensului mişcării radiale.

Filetul plan se utilizează în special la construcţia unor dispozitive de strîngere (universale), folosite la maşinile-unelte. O mai largă utilizare a lanţului cinematic, pentru realizarea traiectoriei spirale arhimedice se întîlneşte în construcţia camelor care necesită un astfel de profil, precum şi în cazul detalonării.

5.3. FILETAREA CU DIRECTOARE MATERIALIZATĂ

5.3.1. Directoarea materializată

Filetul ca şi canalele elicoidale pot fi obţinute la prelucrarea prin aşchiere, pe baza unei directoare elicoidale materializate direct pe sculă (tarozi, filiere, broşe) sau materializate printr-o piesă de conducere (mortezarea cu cuţit-roată a danturilor înclinate).

În aceste cazuri, nu se poate vorbi de existenţa unui lanţ cinematic de filetare. Realizarea procesului de aşchiere implică deplasarea sculei cu viteza de aşchiere pe o traiectorie circulară, în cazul tarozilor şi al filierelor, şi pe o traiectorie rectilinie — la broşarea şi la prelucrarea danturilor cu cuţitul-roată.

În primul caz, viteza de deplasare rectilinie rezultă ca funcţie de viteza tangenţială, prin intermediul unghiului β, iar în al doilea caz, invers.

Scanned with CamScanner

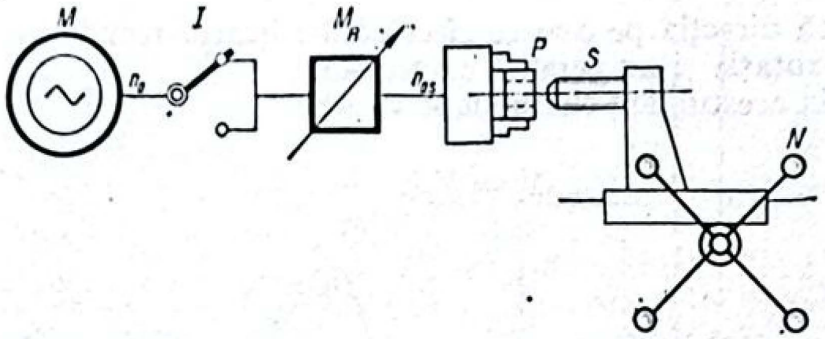


FIG. 5.27. Schema structurală a unei mașini de filetat cu tarod, acționată manual.

Acest mod de a obține filetele, în special cînd directoarea este materializată pe sculă, prezintă unele dezavantaje prin solicitarea sculei și a filetului în curs de generare, la eforturi de tracțiune, de multe ori foarte mari, deoarece o dată cu scula S (tarod filieră) trebuie să se deplaseze și sania C pe care este montată aceasta (fig. 5.27). În oarecare măsură, această solicitare este micșorată prin ajutorul pe care îl dă muncitorul deplasînd sania cu ajutorul unui mecanism cu pinion-cremalieră acționat manual cu manetele N.

Operația este obositoare, iar filetul, în special cel cu pas mic, continuă să rămînă suprasolicitat. Din această cauză, la mașinile de filetat cu tarozi și filiere, existența unui lanț cinematic de filetare s-a impus (fig. 5.28), deplasarea săniei portsculă fiind realizată printr-un mecanism cu șurub-piuliță sau cu camă.

Lanțul cinematic de filetare se reglează cu roțile de schimb A_F și B_F, inversorul I_2 permițînd obținerea sensului vitezei axiale v_A, funcție de sensul filetului.

Filetarea cu tarozi și cu filiere este necesară și pe strungurile automate sau semiautomate, ca și pe strungurile revolver, mașini care nu posedă un lanț cinematic de filetare. Din această cauză, se folosește lanțul cinematic de avans pentru deplasarea săniei portsculă. Dar mărimile s ale avansurilor nu corespund pașilor P_E ale filetelor și deci viteza de avans w este diferită de viteza axială v_A, ceea ce ar conduce evident la distrugerea filetului sau a sculei în timpul filetării.

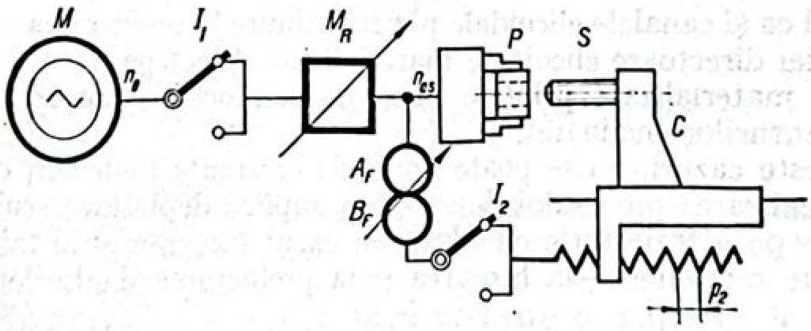


FIG. 5.28. Schema structurală a unei mașini de filetat cu tarod, avînd lanț cinematic de filetare.

Scanned with CamScanner

Pentru a elimina astfel de rezultate nedorite se foloseşte un dispozitiv de compensare a cărui construcţie schematică este redată în fig. 5.29.

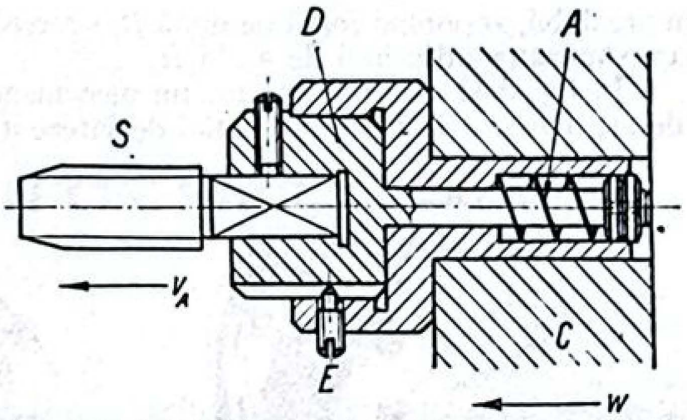


FIG. 5.29. Dispozitiv de compensare, folosit la filetare.

În timpul deplasării saniei *C* cu viteza de avans *w*, scula *S* prin înşurubare în piesă, se deplasează axial cu viteza v_A mai mare decît *w*. Această deplasare este posibilă, deoarece piesa de compensare *D*, în care se află fixată scula, se poate deplasa axial, datorită canalului în care intră şurubul-pană *E*. Un arc *A* asigură reîntoarcerea piesei *D* în poziţia iniţială la ieşirea sculei din piesa filetată.

Pentru o bună funcţionare a dispozitivului de compensare, este necesar ca viteza de avans *w* să difere cît mai puţin de viteza axială v_A, fiind însă mai mică decît aceasta. Altfel spus este necesar ca avansul *s*, dat în mm/rot, să fie ceva mai mic decît pasul p_1 al filetului.

5.3.2. Filetarea pe strungurile revolver cu disc portscule

Întrucît aceste strunguri nu au şurub conducător deplasarea axială a săniei efectuîndu-se cu viteza de avans, filetarea se poate executa cu tarozi şi cu filiere montate în dispozitive de compensare de genul celui din fig. 5.29.

Filetarea pe diametre mari nu poate fi realizată cu tarozi sau cu filiere, decît eventual construind astfel de scule speciale, ceea ce este neeconomic.

Din această cauză, majoritatea strungurilor revolver sînt dotate cu un dispozitiv special conceput pentru acest scop (v. fig. 5.30) care constă dintr-o bară *B* care se poate roti şi deplasa axial. Arcul *A* forţează bara să fie trasă spre dreapta (în figura de jos, bara este trasă spre stînga, deoarece vederea este din spatele strungului revolver) pînă la opritorul *O*.

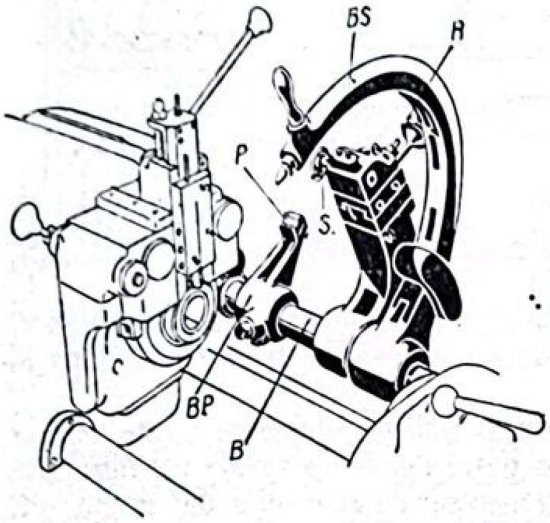
Pe bară se află fixat braţul portpieptene *BP* şi braţul portsculă *BS*. Pieptenele *P* reprezintă o mică porţiune dintr-o piuliţă (fig. 5.31) de bronz. Rotind braţul portsculă, se va roti şi braţul portpieptene, acesta din urmă aşezîndu-se pe bucşa filetată schimbabilă *BF* care se roteşte cu aceeaşi turaţie ca şi axul principal al strungului, deci cu aceeaşi turaţie a piesei.

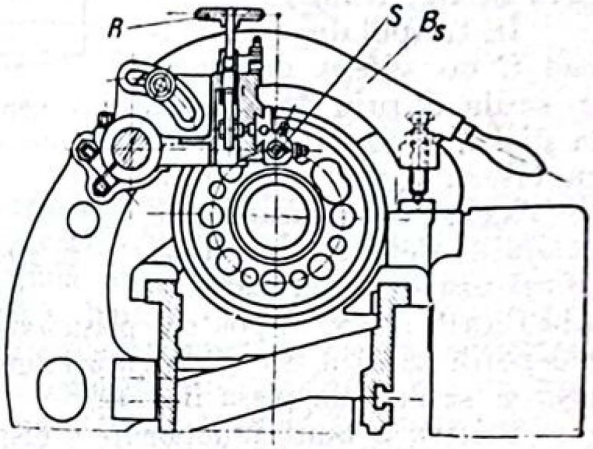
Bucşa schimbabilă *BF* este de oţel călit şi are un filet cu profil în dinte de ferăstrău, astfel că prin rotire, ea trage pieptenele şi întreg ansamblu bară-braţ portsculă spre stînga. Pe braţul portsculă se fixează scula *S* de filetat (cuţit obişnuit, cuţit-disc, cap de filetare etc.). După prima trecere de filetare de la dreapta spre stînga, la ridicarea braţului portsculă în sus, pieptenele iese de pe bucşa filetată *BF*, iar arcul *A* trage întreg ansamblul spre dreapta, astfel încît se poate începe a doua trecere de filetare, după ce

Scanned with CamScanner

în prealabil, acționînd roata de mînă R, s-a realizat deplasarea radială a sculei corespunzător adîncimii de așchiere.

În fig. 5.32 este reprezentat un mecanism similar, dar la care bucșa de filetare BF se află în stînga cutiei de viteze a strungului revolver.





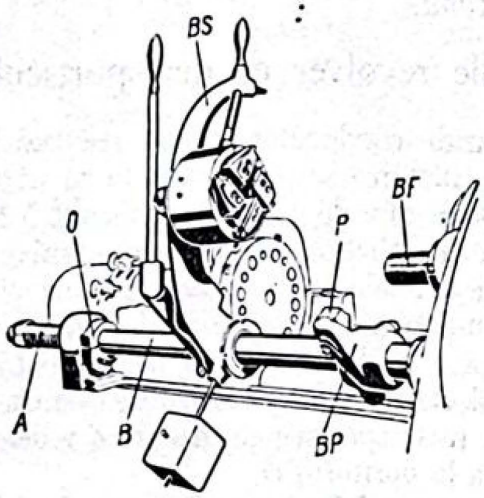


FIG. 5.30. Dispozitiv de filetare, folosit pe strungurile revolver.

FIG. 5.31. Bucșa filetată și pieptenele.

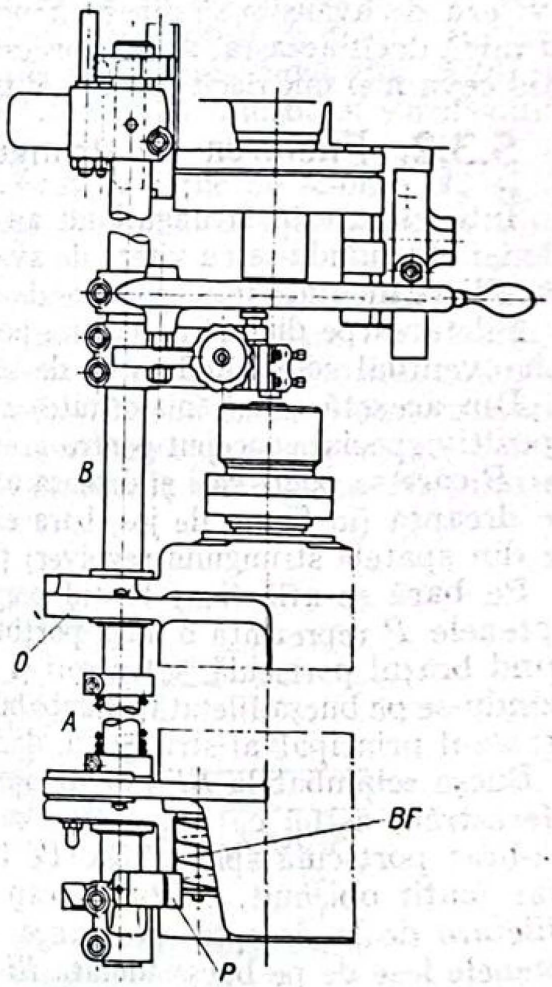


FIG. 5.32. Alt tip de dispozitiv de filetare.

Scanned with CamScanner

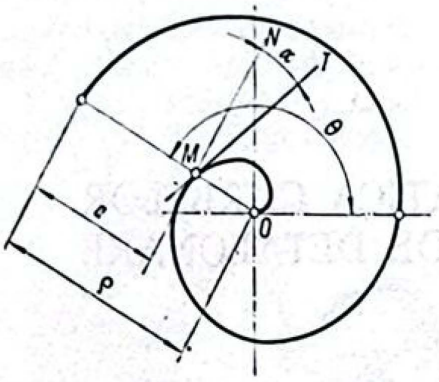


FIG. 6.2. Spirală arhimedică.

Cea de-a doua cauză se explică prin faptul că traiectoria unui punct oarecare A_z al profilului generator este o curbă echidistantă de spirala logaritmică, trecînd prin punctul A, curbă care nu mai posedă proprietatea menținerii constante a unghiului α.

Datorită în special primei cauze, se folosește ca directoare *spirala arhimedică*, ușor realizabilă din punct de vedere tehnic (fig. 6.2).

Ecuația acestei spirale

$$\rho = a\theta$$

are ca expresie a tangentei unghiului

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{d\rho}{\rho\, d\theta} = \frac{1}{\theta},$$

deci unghiul α este variabil, în sensul că la micșorarea unghiului θ, unghiul α crește. În anumite limite, această variație a unghiului de așezare α este admisibilă în procesul de așchiere.

Detalonarea se aplică unui foarte variat tip de scule (fig. 6.3), fiind realizată prin strunjire sau prin rectificare.

Profilul generator poate fi materializat prin muchia așchietoare (fig. 6.3, *a*, *b*, *e*, *h*) sau poate fi obținută cinematic (fig. 6.3, *c*, *d*, *f*, *i*), caz în care operația este denumită *detalonare cu avans*.

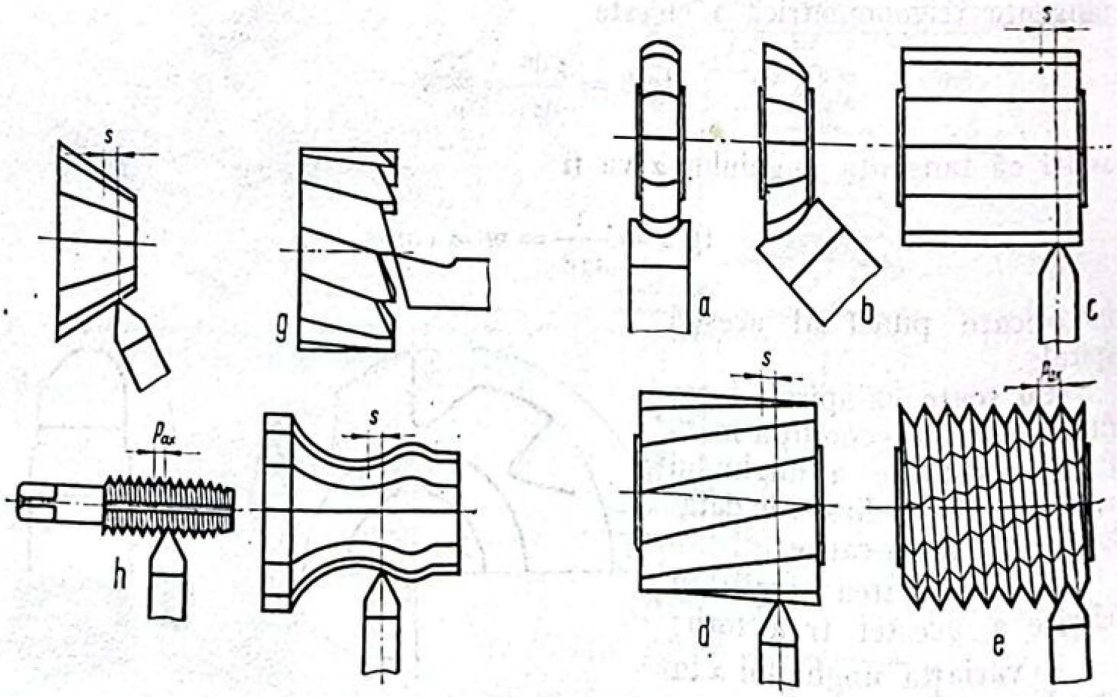


FIG. 6.3. Scule detalonate.

Scanned with CamScanner

La detalonarea frezelor profilate, această operație poate fi făcută radial (fig. 6.3, *a*, *c*, *d*, *e*) sau înclinată în raport cu axa de rotație (fig. 6.3, *b*, *f*), denumită *detalonare oblică*. În unele cazuri, detalonarea poate fi și axială sau *frontală* (fig. 6.3, *g*).

Detalonarea sculelor de filetat (fig. 6.3, *e*, *h*) și a frezelor melc conduce la *detalonarea pe elice*.

6.1.2. Geometria curbelor de detalonare

Datorită diferitelor moduri de detalonare, traiectoria directoare diferă în majoritatea cazurilor, de la forma de spirală arhimedică. Ca urmare, cu atît mai mult premisa menținerii constante a unghiului α nu poate fi realizată. Totuși, detalonarea asigură o variație mult mai mică a acestui unghi și deci o deformare mult mai mică a profilului generator, ca urmare a ascuțirii repetate a sculelor detalonate.

a. **Detalonarea radială.** Traiectoria directoare în detalonarea radială este o spirală arhimedică (fig. 6.4), obținută pe cale cinematică prin combinarea unei mișcări de translație cu una de rotație, ambele fiind uniforme și coplanare.

Ecuația traiectoriei este

$$\rho = a\frac{\theta^\circ}{360},$$

în care a este mărimea razei vectoare după o rotație completă ($\theta^\circ = 360^\circ$), deci a este pasul P_s al spiralei arhimedice.

Mărimea unghiului α este dată de una din expresiile:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{360^\circ}{\theta^\circ} = \frac{P_S}{\rho}.$$

Din punct de vedere al detalonării sînt cunoscuți doi parametri — mărimea unghiului α și raza $\rho = r_0$ a sculei supuse detalonării. Ca urmare, pasul spiralei arhimedice va fi

$$P_s = r_0 \operatorname{tg}\alpha,$$

iar mărimea unghiului θ°,

$$\theta^\circ = 360\frac{r_0}{P_S}.$$

Partea întreagă a rezultatului obținut cu această expresie reprezintă numărul de rotații complete ale spiralei.

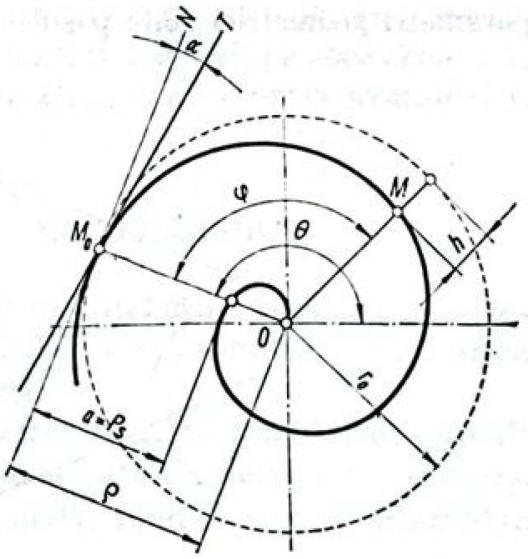


FIG. 6.4. Detalonare radială.

Scanned with CamScanner

Mărimea h pentru unghiul φ, în raport cu punctul M_0 de pe cercul de rază r_0, se determină ca diferența dintre razele r_0 și ρ_M:

$$h = r_0 - \rho_M;$$

$$\rho_M = P_s \frac{\theta - \varphi}{360}.$$

Înlocuind pe θ° cu expresia sa precedentă, rezultă

$$h = P_s \frac{\varphi}{360^\circ}.$$

b. **Detalonarea oblică și frontală.** La detalonarea oblică, deplasarea radială se face sub un unghi φ, în raport cu planul de rotație (fig. 6.5) ceea ce transformă traiectoria directoare din spirală arhimedică într-o *elice conică* avînd semiunghiul δ al vîrfului egal cu $90^\circ - \varphi$ și pasul $P_{E\,con}$ pe generatoarea conului egal cu pasul P_s al spiralei arhimedice.

La limită, pentru $\varphi = 90^\circ$, traiectoria directoare de detalonare se transformă într-o elice cilindrică cu raza r_0 și cu pasul $P_{E\,cil}$ egal cu pasul P_s al spiralei arhimedice.

Acest caz al detalonării se aplică sculelor cu dinți frontali, de unde denumirea de detalonare *frontală* (sau axială).

c. **Detalonarea pe elice.** În detalonarea sculelor de filetat (v. fig. 6.3, *h*) și a frezelor melc (v. fig. 6.3, *e*) cuțitul de detalonat trebuie să urmărească traiectoria elicoidală cilindrică E_{cil} (fig. 6.6), realizînd simultan și deplasarea radială pentru generarea spiralei arhimedice.

Combinarea acestor mișcări dă naștre unei elici conice E_{con}, ai cărei parametri geometrici sînt: pasul axial al elicei conice $P_{E\,con}$ care are aceeași

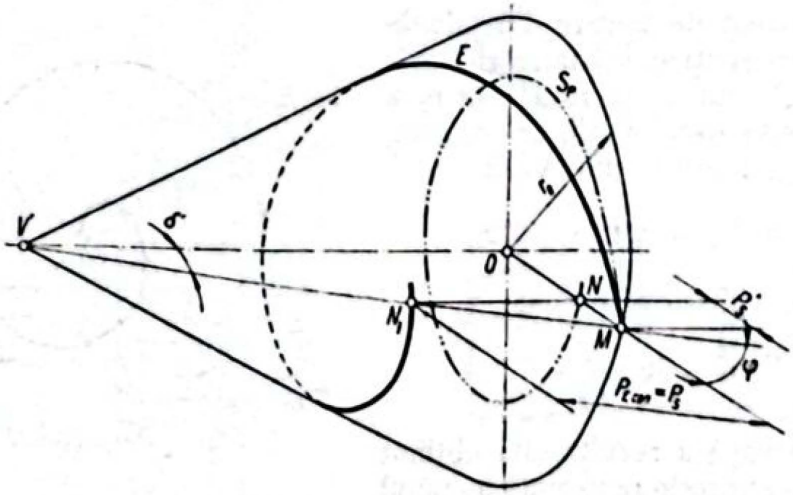


FIG. 6.5. Detalonare oblică.

Scanned with CamScanner

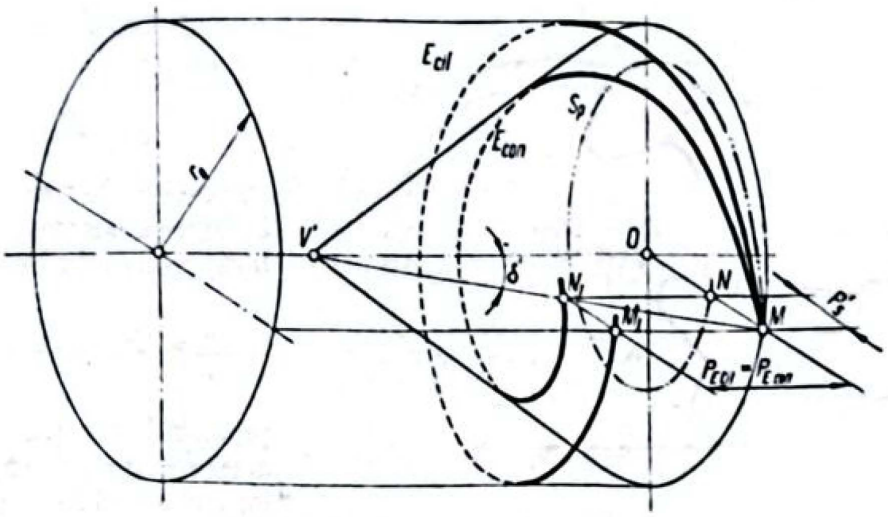


FIG. 6.6. Detalonare pe elicea cilindrică.

mărime a pasului elicei cilindrice $P_{E\,cil}$ și semiunghiul δ' al vîrfului conului care se exprimă prin

$$\operatorname{tg} \delta' = \frac{P_S}{P_{E\,cil}},$$

deoarece, pentru o rotație, punctul M ajungînd în N_1 parcurge simultan un pas MM_1 al elicei cilindrice și un pas MN al spiralei arhimedice.

d. **Detalonarea cu avans.** Detalonarea unor scule cilindrice (v. fig. 6.3 *c, d*), conice (v. fig. 6.3, *f*) sau profilate (v. fig. 6.3, *i*), cu generatoare cinematică necesită o mișcare de avans pentru obținerea acestor generatoare.

Dacă mărimea avansului s este constant pe rotație, atunci traiectoriile directoare sînt identice cu cele obținute în cazul detalonării pe elice cilindrică, adică sînt elice conice ale căror pas axial $P_{E\,con}$ are mărimea avansului s, ar $\operatorname{tg} \delta' = P_S/s$.

6.1.3. Cinematica traiectoriilor de detalonare

Din studiul geometric al traiectoriilor de detalonare, rezultă că acestea pot fi *spirale arhimedice* (detalonarea radială), *elice cilindrice* (detalonarea frontală) sau *elice conice* în celelalte cazuri.

Obținerea cinematică a acestor traiectorii necesită combinarea spațială a unor mișcări circulare și rectilinii, coordonate între ele după cum urmează.

a. **Detalonarea radială.** Traiectoria radială, fiind o spirală arhimedică (fig. 6.7) de ecuație

$$\rho = P_S \theta,$$

Scanned with CamScanner

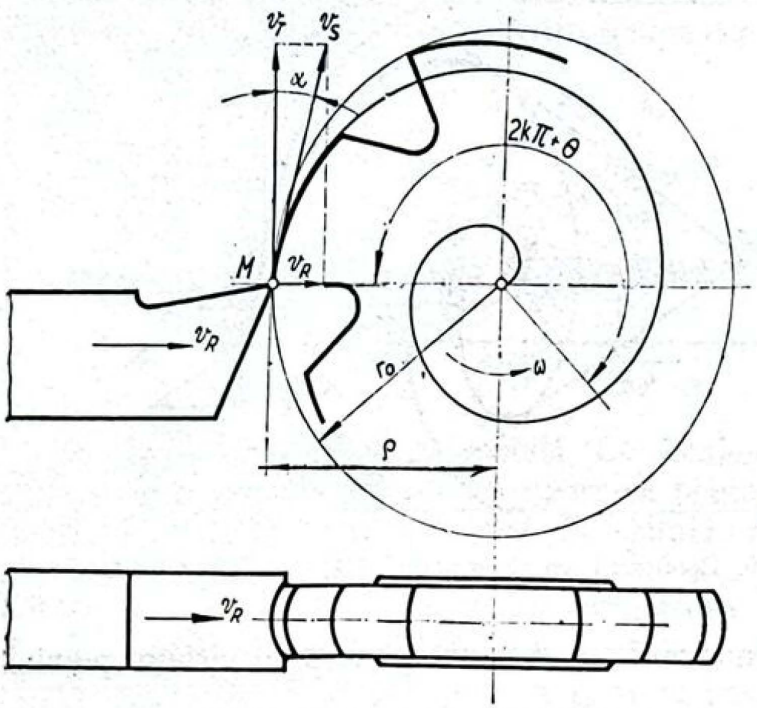


FIG. 6.7. Cinematica detalonării radiale.

prin derivare în raport cu timpul,

$$v_R = P_S\omega,$$

în care v_R este viteza radială, iar ω, viteza unghiulară, duce la expresia

$$\frac{v_R}{\omega} = P_S = \text{const},$$

precizînd relația dintre aceste viteze; raportul lor trebuie să fie constant și egal cu pasul spiralei arhimedice.

Viteza tangențială la spirală v_S este, din punct de vedere tehnologic, în cazul strunjirii, viteză de așchiere, iar în cazul rectificării — viteză de avans.

Mărimea vitezei tangențiale la spirală

$$v_S = \sqrt{v_R^2 + v_T^2} = \sqrt{P_S^2 + \rho^2}$$

este variabilă, descrescînd cu ρ.

Detalonarea unui dinte, solicită numai o mică porțiune descrescătoare a spiralei, începînd din punctul M corespunzător razei maxime r_0 a sculei supuse detalonării, astfel încît se poate considera ca viteză de așchiere $v_{aș}$ la strunjire, sau ca viteză de avans w la rectificare, viteza tangențială la spirală în punctul M

$$v_S = \omega\sqrt{P_S^2 + r_0^2} = v_{aș} \text{ sau } \omega$$

sau chiar egale cu viteza tangențială la cercul de rază r_0

$$v_{aș} \text{ sau } w \approx v_T = \omega r_0.$$

b. **Detalonarea frontală.** Traiectoria directoare în detalonarea frontală este o elice cilindrică cu raza r_0 și cu pasul $P_{E\,cil} = P_S$.

După cum s-a văzut la lanțurile cinematice de filetare, relația dintre vitezele necesare obținerii cinematice a traiectoriei elicoidale este

$$\frac{v_T}{v_A} = \text{tg}\,\beta.$$

Scanned with CamScanner

În cazul detalonării, $v_T = \omega\rho$, iar $v_A = v_R$, astfel că relaţia precedentă devine, pentru $\rho = r_0$,

$$\frac{\omega r_0}{v_R} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha},$$

în funcţie de parametrii spiralei arhimedice.

c. **Detalonarea pe elice.** Realizarea traiectoriei directoare la detalonarea pe elice impune realizarea cinematică a elicei cilindrice, deci a relaţiei

$$\frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg}\beta$$

şi a traiectoriei spirale arhimedice, adică a condiţiei

$$\frac{v_R}{\omega} = \operatorname{tg}\alpha.$$

Avînd în vedere că cele trei viteze pe traiectorii rectilinii se pot exprima în funcţie de viteza unghiulară ω

$$v_T = \omega r_0;$$

$$v_A = \omega P_E;$$

$$v_R = \omega P_S,$$

rezultă că acesta este parametrul comun ambelor traiectorii, deci lanţurile cinematice de filetare şi de detalonare trebuie să aibă o legătură comună prin care primesc mărimea ω.

6.2. REALIZAREA TRAIECTORIEI DE DETALONARE

6.2.1. Directoarea detalonării sculelor cu z_p dinţi

Piesele supuse detalonării, sculele, au un număr oarecare de dinţi z_p, identici ca profil şi feţe de aşezare, astfel că pentru detalonarea unei scule, pentru o rotaţie a acesteia este necesară realizarea a z_p traiectorii directoare identice.

a. **Forma teoretică.** Datorită numărului de dinţi z_p ai sculei supuse detalonării, traiectoria directoare, la detalonarea radială, constă dintr-un număr de arce de spirală arhimedică (fig. 6.8), identice ca formă şi egale cu nu-

Scanned with CamScanner

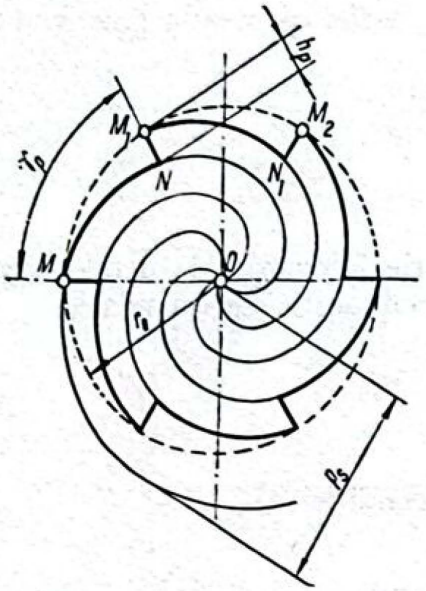


FIG. 6.8. Traiectoria de detalonare radială în cazul a z_p dinți.

mărul de dinți. Mărimea MN a acestora este determinată de pasul unghiular γ_p al danturii

$$\gamma_p = \frac{360°}{z_p}.$$

Scula care face detalonarea, după parcurgerea acestui arc de spirală, trebuie să revină în poziția inițială, după traiectoria radială MN_1, pentru a putea urmări traiectoria M_1N_1 a dintelui următor și așa mai departe.

Ca urmare, traiectoria directoare, în detalonarea radială, va consta din traiectoria MNM_1, repetată de z_p ori.

Mărimea radială $h_p = NM_1$, denumită adîncime de detalonare, este determinată de expresia

$$h_p = P_s \frac{\varphi}{360°},$$

în care pentru $\varphi = \gamma_p$,

$$h_p = \frac{P_S}{z_p}.$$

În cazul detalonării oblice (fig. 6.9), traiectoria directoare este compusă din arcul de alice conică MN și dreapta NM_1, conținută în planul axial

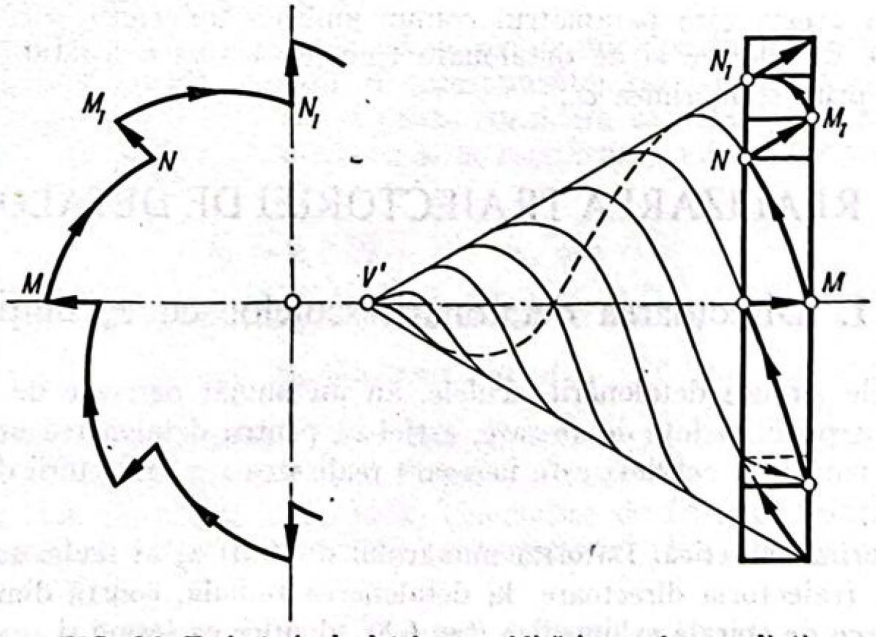


FIG. 6.9. Traiectoria de detalonare oblică în cazul a z_p dinți.

Scanned with CamScanner

care trece prin vîrful M_1 al dintelui următor.

Detalonarea pe elicea cilindrică conduce la traiectorii directoare (fig.6.10), formate din arce de elice conice, legate între ele prin drepte. Vîrfurile M, M', M'' se află pe o dreaptă sau pe o elice, după cum dantura sculei supuse detalonării este dreaptă sau înclinată.

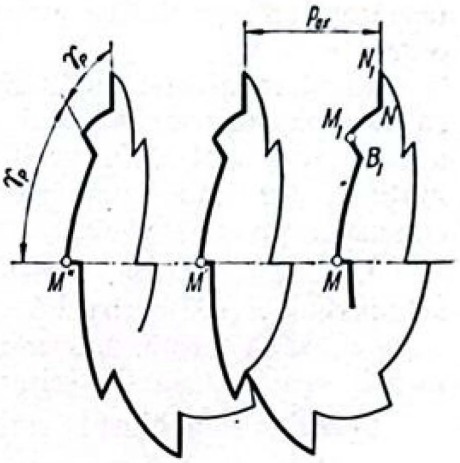


FIG. 6.10. Traiectoria de detalonare pe elice în cazul a z_p dinți.

b. **Forma reală.** Realizarea cinematică a traiectoriei directoare de forma MNM_1 (fig. 6.11), formată din arcul de spirală MN (sau de elice conică în celelalte cazuri) și din dreapta NM_1, necesită o mișcare de rotație și una de translație cu sensul spre axa piesei pentru obținerea arcului de spirală NM, după care urmează o mișcare de translație radială în sens invers pe porțiuna NM_1, fază în care mișcarea de rotație ar trebui să fie nulă.

Întrucît mișcarea de rotație determină pe traiectoria directoare fie viteza de așchiere (strunjire), fie viteza de avans (rectificare), ea impune o viteză de rotație a piesei, relativ mare, care nu poate fi făcută instantaneu nulă, pentru a permite retragerea sculei pe direcția radială.

Pe de altă parte, deoarece porțiunea rectilinie NM_1 a traiectoriei directoare nu este necesitată de generarea profilului dintelui, ci este determinată de aducerea sculei în poziția inițială pentru reînceperea detalonării dintelui

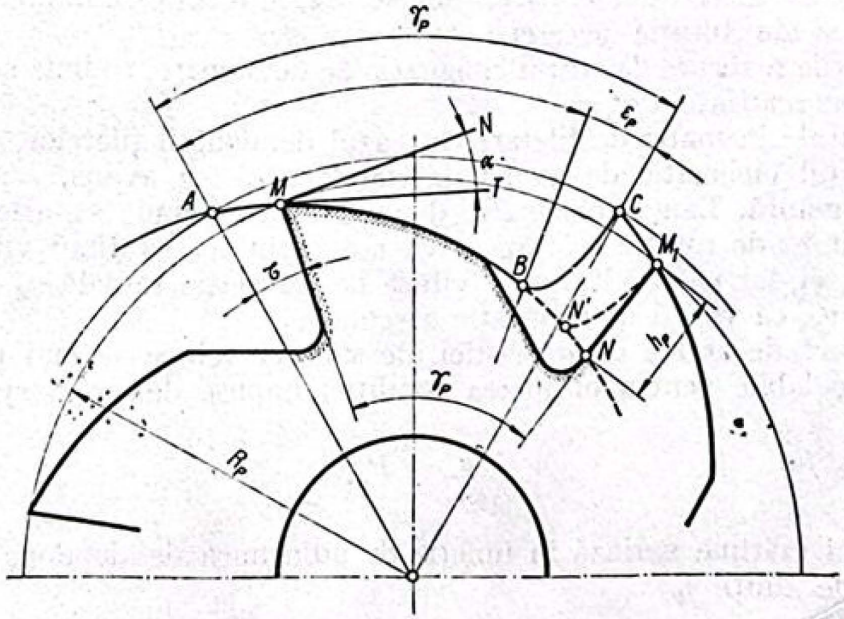


FIG. 6.11. Traiectoria reală la detalonarea radială.

Scanned with CamScanner

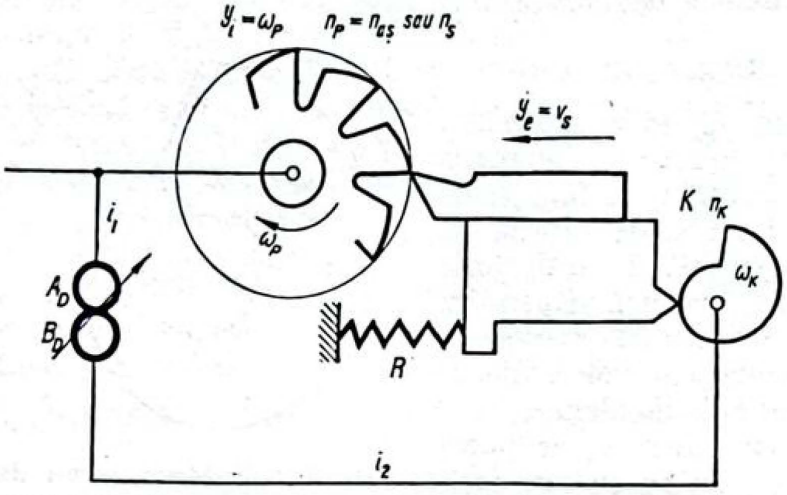


FIG. 6.14. Lanț cinematic pentru detalonarea radială.

oscilarea săniei portpiesă (fig. 6.13, *b*) în jurul unei axe paralele cu axa piesei sau prin oscilarea piesei (fig. 6.13, *d*) sau a pietrei în jurul axei proprii.

Din aceste cauze constructive, traiectoriile directoare se îndepărtează de la forma teoretică, sau sînt necesare came cu profil special de la caz la caz.

Viteza în mișcarea de înapoiere a cuțitului în poziția inițială se obține prin intermediul unui arc R (fig. 6.14). Această construcție care solicită foarte mult cama și care dă naștere la șocuri foarte puternice, făcînd să vibreze mașina-unealtă, se utilizează din ce în ce mai puțin, fiind înlocuite cu sisteme de urmărire hidraulică.

b. **Ecuația de transfer la detalonarea radială.** În lanțul cinematic de detalonare (fig. 6.14), mărimea de intrare y_i, cunoscută (impusă) este viteza unghiulară ω_P a piesei, iar mărimea de ieșire y_e care trebuie obținută este viteza radială v_S a sculei.

Raportul de transfer cinematic va fi

$$i_D = \frac{y_e}{y_i} = \frac{v_S}{\omega_p} = P_S.$$

Viteza radială a sculei, în funcție de viteza unghiulară ω_K a camei și de pasul acesteia H_K, este

$$v_S = \omega_K H_K.$$

Înlocuind în ultima egalitate se obține

$$i_D = \frac{\omega_K H_K}{\omega_p} = P_S$$

sau

$$\frac{\omega_K}{\omega_P} = \frac{P_S}{H_K}$$

sau trecînd la turații

$$\frac{n_K}{n_P} = \frac{P_S}{H_K}.$$

Scanned with CamScanner

Pe de altă parte, din lanțul cinematic

$$\frac{n_K}{n_P} = i_1 i_2 \frac{A_D}{B_D},$$

astfel că prin egalare rezultă ecuația de reglare a lanțului de detalonare

$$\frac{A_D}{B_D} = C_D \frac{P_S}{H_K},$$

în care C_D este constanta acestui lanț cinematic, datorată rapoartelor de transmitere fixe.

Pentru a ușura calculul roților de schimb, întrucît în mod normal pe desenele de execuție a pieselor supuse detalonării nu se indică pasul spiralei și nici pasul camei, acestea se pot înlocui cu echivalenta lor

$$P_S = h_P z_P;$$

$$H_K = h_K z_K,$$

în care h_P este adîncimea de detalonare, h_K — saltul camei, z_P — numărul de dinți ai piesei, iar z_K — numărul de ridicături (cocoașe) ale camei. Deci

$$\frac{A_D}{B_D} = C_D \frac{h_P}{h_K} \cdot \frac{z_P}{z_K}$$

sau

$$\frac{A_D}{B_D} = m C_D \frac{z_P}{z_K},$$

în care $m = h_P/h_K$. Acest raport este de dorit să fie egal cu unitatea, însă marele domeniu de variație al adîncimii de detalonare h_P care depinde de raza și de numărul de dinți ai piesei, ca și de unghiul de așezare, α, căci

$$h_P = \frac{2\pi r_P}{z_P} \operatorname{tg} \alpha,$$

conduce la dotarea mașinii cu un număr foarte mare de came, ceea ce este neeconomic.

Din această cauză, în unele construcții se folosesc mecanisme pentru reglarea mărimii saltului h_K al camei constînd din sisteme de pîrghii ca cele schematizate în fig. 6.15, la care, prin variația lungimii brațului b, se poate obține o variație continuă a lui h_K pentru un h_{K0} al camei, constant.

c. **Ecuația de transfer la detalonarea pe elice.** La detalonarea pe elice, formula de calcul a roților de schimb este aceeași ca și în cazul detalonării

Scanned with CamScanner

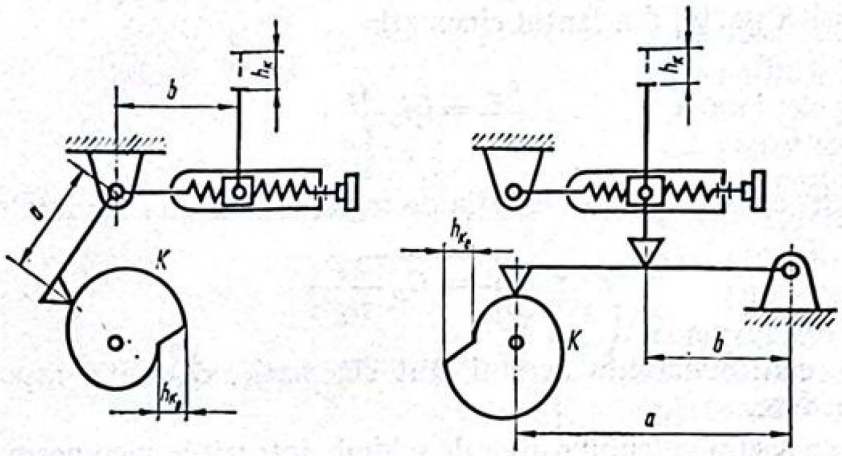


FIG. 6.15. Mecanisme pentru reglarea mărimii saltului h al camei.

radiale, cu deosebirea că în locul numărului de dinți z_P ai piesei, intervine un alt număr de dinți z'_P, adică

$$\frac{A_D}{B_D} = mC_D \frac{z'_P}{z_K},$$

datorită prezenței canalelor elicoidale de eliminare a așchiilor, pe care le posedă toate frezele, tarozii etc.

Aceste canale (fig. 6.16) fac parte din elicele E_2, de pas P_{E2}, care taie elicele E_1 ale filetului de pas P_{E1} sub un unghi φ, și fac cu generatoarea cilindrului unghiul β_2.

Mărimea unghiului φ este de obicei de 90°, astfel că tangentele T_1 și T_2 la cele două elice în punctul M sînt normale și deci $\beta_2 = 90° - \beta_1$.

În unele cazuri, unghiul φ este diferit de 90°; astfel, dacă $\varphi = \beta_1$, atunci $\beta_2 = 0$ și elicea E_2 devine o dreaptă (cazul sculelor cu canale drepte).

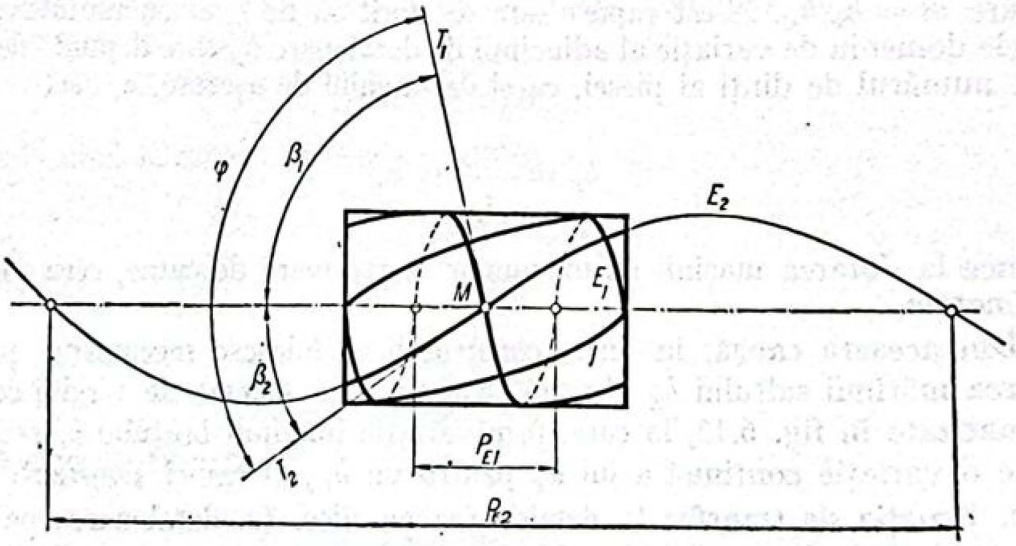


FIG. 6.16. Detalonarea pe elice.

Scanned with CamScanner

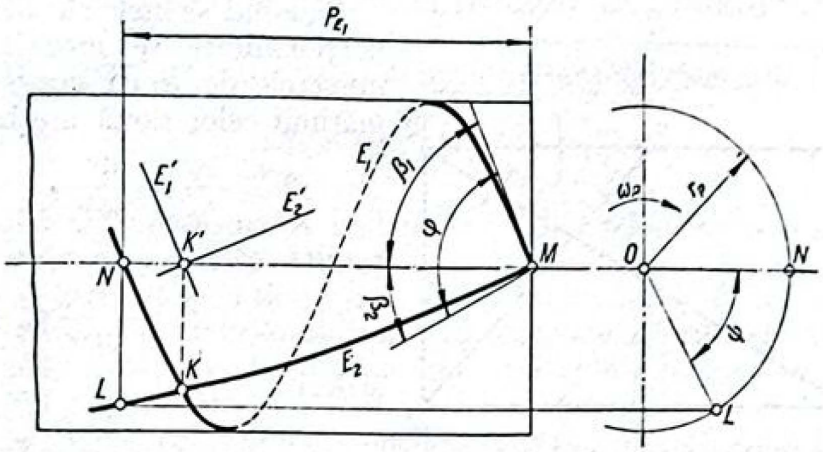


FIG. 6.17. Determinarea frecvenței la detalonarea pe elice.

Considerînd cazul în care $\varphi > \beta_1$, deci $\beta_2 > 0$, și reprezentînd în fig. 6.17 o porțiune MKL din elicea E_2 a unui canal de așchii din cele z_p canale (numărul de canale de așchii este identic cu numărul de dinți al sculei), aceasta taie elicea E_1 a filetului în M și în K.

În timpul detalonării, piesa rotindu-se în sensul ω_p, cuțitul de detalonat, datorită lanțului cinematic de filetare, urmărește elicea E_1.

După o rotire completă, cuțitul plecînd din M va ajunge în N, această distanță reprezentînd pasul P_{E1} al filetului.

În această deplasare, el întîlnește un număr de z_p' canale, mai mare decît z_p, deoarece, în momentul în care cuțitul se afla în K' și reîntîlnea același canal al eliciei E_2, el întîlnise toate cele z_p canale ale piesei.

Prin urmare, din K' pînă în N, cuțitul mai întîlnește un număr oarecare z_x de canale, astfel că din M pînă în N au fost întîlnite

$$z_p' = z_p + z_x$$

canale.

Pe durata deplasării cuțitului din K' în N, piesa a trebuit să se rotească cu unghiul ψ pentru a realiza o rotație completă, astfel ca elicea E_2 a canalului să revină în poziția inițială.

Mărimea unghiului ψ rezultă din proporționalitatea arcelor de cerc de rază r_p.

Notînd prin l lungimea arcului NL și prin C lungimea circumferinței cercului rezultă

$$\frac{l}{C} = \frac{\psi^\circ}{360^\circ}.$$

Scanned with CamScanner

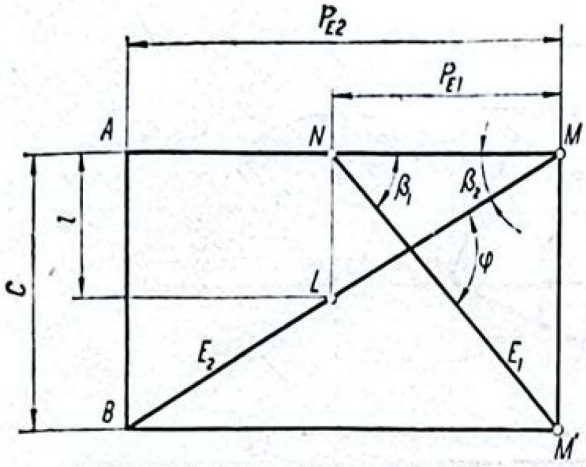


FIG. 6.18. Determinarea mărimii *l*.

Ținînd seama că această proporționalitate se menține și între numerele de dinți corespunzătoare mărimii celor două unghiuri

$$\frac{z_x}{z_P} = \frac{\psi^\circ}{360^\circ},$$

rezultă că

$$z_x = \frac{\psi^\circ}{360^\circ} z_P$$

și deci

$$z'_P = \left(1 + \frac{\psi^\circ}{360^\circ}\right) z_P.$$

În funcție de elementele geometrice ale celor două elice, mărimea $\psi^\circ/360^\circ$ se poate deduce din fig. 6.18, care reprezintă cilindrul desfășurat după generatoarea *MN*.

Din triunghiurile *MAB* și *MNL* rezultă

$$\frac{l}{C} = \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}$$

și ca urmare egală și cu $\psi/360$.

Ținînd seama de expresia lui z'_P

$$z'_P = \left(1 + \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right) z_P,$$

formula de calcul a roților de schimb pentru detalonarea pe elice capătă forma

$$\frac{A_D}{B_D} = mC_D \left(1 + \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right) \frac{z_P}{z_K}.$$

Această formulă este general aplicabilă dacă se ține seama de semnificațiile și de mărimile lui P_{E_1} și P_{E_2}.

Astfel, la detalonarea radială, oblică și frontală, pasul elicei P_{E_1} este nul, iar la detalonarea sculelor cu canale drepte ($\beta_2 = 0$), pasul P_{E_2} este infinit, astfel că în toate aceste cazuri paranteza este egală cu unitatea, formula devenind identică cu aceea stabilită pentru detalonarea radială.

În cazul detalonării sculelor filetate, pasul P_{E_1} este pasul p_1 al filetului piesei, iar în cazul detalonării cu avans, P_{E_1} este egal cu mărimea *s* a avansului pe rotație.

Scanned with CamScanner

6.2.3. Reglarea lanţului cinematic de detalonare

Datorită complexităţii ecuaţiei de reglare a lanţului cinematic de detalonare

$$\frac{A_D}{B_D} = mC_D\left(1+\frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right)\frac{z_P}{z_K}$$

nu se pot folosi mecanisme de reglare de tipul cutiilor de viteze sau similare, ci numai roţi de schimb.

Chiar şi la acest mod de reglare, determinarea roţilor de schimb A_D şi B_D ridică în majoritatea cazurilor dificultăţi în rezolvare datorită raportului P_{E_1}/P_{E_2}, care este subunitar, P_{E_1} fiind de ordinul unităţilor, în timp ce P_{E_2} este de ordinul sutelor şi miilor.

În urmărirea rezolvării mai comode a acestei probleme se procedează după cum urmează, plecînd de la ecuaţia de mai sus care se poate scrie

$$\frac{A_D}{B_D} = mC_D\frac{z_P}{z_K} + mC_D\frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\cdot\frac{z_P}{z_K} = i' + i'',$$

dar

$$\frac{A_D}{B_D} = \frac{n_P}{n_K},$$

deci

$$n_K = i'n_P + i''n_P = n'_K + n''_K,$$

adică turaţia n_K a camei poate fi realizată prin însumarea a două turaţii n'_K şi n''_K, ambele însă în funcţie de turaţia n_P.

Însumarea turaţiilor necesită folosirea unui diferenţial, după cum se arată în fig. 6.19.

a. **Obţinerea lui n''_K prin roţi de schimb.** Schema din fig. 6.20 reprezintă lanţurile cinematice ale unui strung de detalonat la care turaţia n''_K provenind din turaţia n_P a lanţului cinematic principal trece printr-o porţiune a lanţului cinematic de filetare (cuplajul C pe poziţia *2*) sau a lanţului cinematic de avans (cuplajul C pe poziţia *1*), turaţie reglată cu roţile de schimb A''_D şi B''_D şi însumată prin diferenţial cu turaţia n'_K.

Pentru ambele cazuri, roţile de schimb pentru turaţia n'_K se determină cu formula

$$\frac{A'_D}{B'_D} = mC'_D\frac{z_P}{z_K},$$

în care constanta C'_D este determinată de rapoartele de transmitere fixe $i_1, i_2 \ldots$

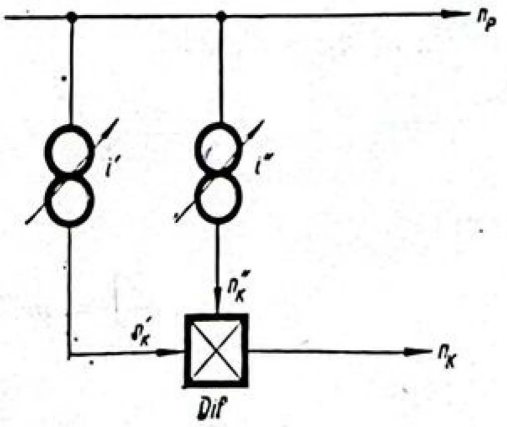


FIG. 6.19. Folosirea diferenţialului la însumarea turaţiilor.

Scanned with CamScanner

următor, este posibil ca această mișcare să se efectueze după o traiectorie oarecare $N'M_1$.

În afara acestei modificări a formei directoarei, este necesar ca aceasta să înceapă dintr-un punct A al spiralei, corespunzător unui unghi τ, pentru a se elimina unele deformații ale traiectoriei la începutul generării ei, deformații posibile din cauza jocurilor sau elasticității unor organe din lanțul cinematic de detalonare.

Din aceste cauze, directoarea reală este formată din arcul de spirală arhimedică AB și curba BC, aceasta din urmă pe mărimea unghiului de rotație ε_P, și ca formă, determinată de legea de variație a vitezei de retragere, aleasă sau impusă de criterii constructive.

Cele două unghiuri la centru au ca mărimi valorile:

$$\tau = 1 \ldots 2^\circ \text{ și } \varepsilon_P = \left(\frac{1}{4} \ldots \frac{1}{8}\right)\gamma_P.$$

6.2.2. Structura lanțului cinematic de detalonare

Din analiza geometrică și cinematică a formei traiectoriei cinematice de detalonare, rezultă că lanțul cinematic de detalonare trebuie să realizeze:

— o mișcare pe o spirală arhimedică cu o viteză egală sau aproximativ egală cu viteza de așchiere $v_{aș}$ în cazul strunjirii, sau egală cu viteza de avans w la rectificare;

— mișcarea de înapoiere, condiționată de mărimea unghiului ε_P admisibil și de viteza unghiulară ω a piesei;

— repetarea celor două mișcări de mai sus, în funcție de numărul de dinți ai piesei și de turația acesteia.

Mișcările realizate de lanțul cinematic de detalonare, trebuie să se suprapună celor realizate de:

— lanțul cinematic de filetare, în cazul detalonării filetelor,

— lanțul cinematic de avans, la detalonarea cu avans.

a. **Structură.** Lanțul cinematic de detalonare trebuie să asigure pe de o parte viteza de rotație ω, care se va nota prin ω_P, ca fiind viteză de rotație a piesei, iar pe de altă parte viteza de translație radială v_R, care se va nota prin v_S, ca viteză de translație a sculei.

În afară de aceste caracteristici ale sale, el tebuie să mai posede mecanisme reglabile pentru obținerea condiției impuse de pasul spiralei

$$\frac{v_S}{\omega_P} = P_S,$$

pas a cărui mărime variază în funcție de adîncimea de detalonare h_P și de numărul de dinți z_P

$$P_S = h_P z_P$$

Scanned with CamScanner

sau de mărimea unghiului de detalonare

$$P_S = r_P \operatorname{tg} \alpha,$$

în care s-a notat r_0 prin r_P, raza exterioară a piesei, după cum este necesar a se putea realiza și repetarea traiectoriei în funcție de numărul de dinți ai piesei și de turația ei.

Întrucît viteza tangențială la traiectoria spirală arhimedică poate fi o viteză de așchiere sau o viteză de avans, mecanismele respective care asigură viteza unghiulară ω_P vor fi folosite și de către lanțul cinematic de detalonare.

Mișcarea rectilinie cu viteza v_S ar putea fi realizată cu oricare dintre mecanismele cunoscute și folosite în acest scop, însă datorită periodicității sale și schimbării de sens, în funcție de necesitatea repetării traiectoriei, nu permite să fie utilizate în acest scop decît mecanisme cu camă.

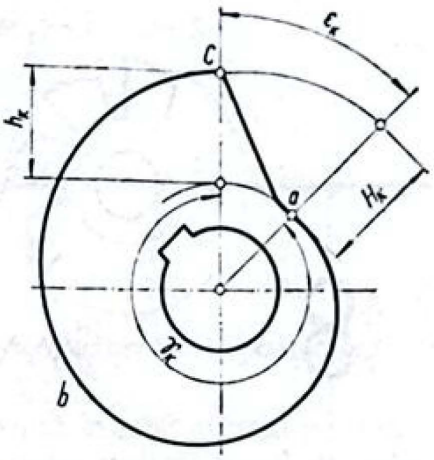


FIG. 6.12. Parametrii camei de detalonare.

Fie o camă (fig. 6.12) avînd un număr de z_k proeminențe. Fiecăreia dintre acestea îi corespunde un pas unghiular

$$\gamma_K = \frac{360^\circ}{z_K}.$$

La generarea traiectoriei directoare pe un pas unghiular γ_P (v. fig. 6.11), deci pentru o rotație a piesei cu unghiul γ_P, cama trebuie să se rotească cu unghiul γ_K. În timp ce scula se află pe traiectoria AB a piesei, cama trebuie să parcurgă arcul abc. Înapoierea rapidă a sculei pe traiectoria BC, corespunzătoare unghiului ε_P, de rotire a piesei trebuie să corespundă unghiului ε_K de rotire a camei.

Profilul abc al camei depinde de cinematica mecanismelor interpuse între tachetul în contact cu cama și mecanismul care deplasează sania portsculă.

La strungurile de detalonat, în genere, tachetul este solidar cu sania portcuțit, astfel că, pentru obținerea unei viteze v_S constantă ca mărime, curba abc trebuie să fie un arc de spirală arhimedică.

Mașinile de detalonat prin rectificare obțin viteza v_S în moduri diferite (fig. 6.13): prin deplasarea rectilinie a sănii portpiatră (fig. 6.13, *a*) prin oscilarea aceleiași sănii (fig. 6.13, *c*) în jurul unei axe paralele cu axa pietrei, prin

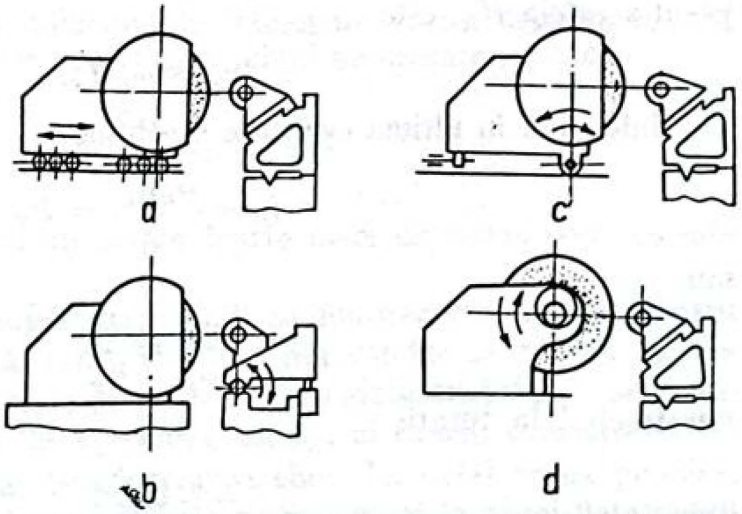


FIG. 6.13. Modalități de obținere a mișcării de detalonare.

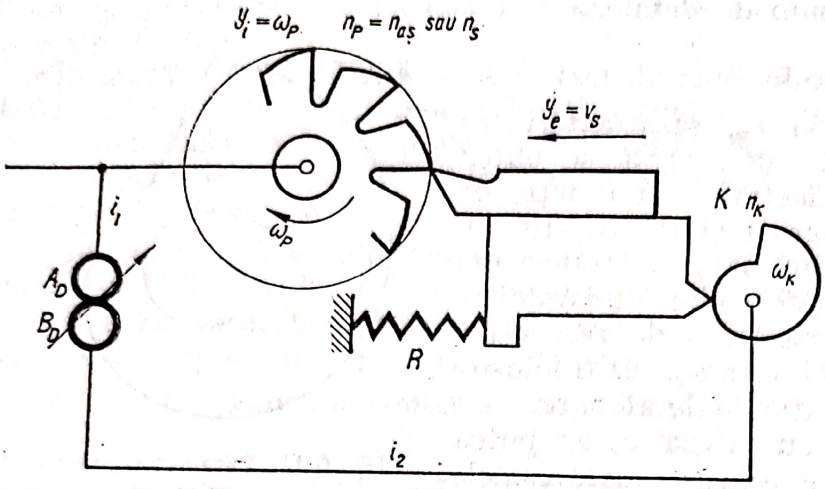


FIG. 6.14. Lanț cinematic pentru detalonarea radială.

oscilarea săniei portpiesă (fig. 6.13, *b*) în jurul unei axe paralele cu axa piesei sau prin oscilarea piesei (fig. 6.13, *d*) sau a pietrei în jurul axei proprii.

Din aceste cauze constructive, traiectoriile directoare se îndepărtează de la forma teoretică, sau sînt necesare came cu profil special de la caz la caz.

Viteza în mișcarea de înapoiere a cuțitului în poziția inițială se obține prin intermediul unui arc R (fig. 6.14). Această construcție care solicită foarte mult cama și care dă naștere la șocuri foarte puternice, făcînd să vibreze mașina-unealtă, se utilizează din ce în ce mai puțin, fiind înlocuite cu sisteme de urmărire hidraulică.

b. **Ecuația de transfer la detalonarea radială.** În lanțul cinematic de detalonare (fig. 6.14), mărimea de intrare y_i, cunoscută (impusă) este viteza unghiulară ω_P a piesei, iar mărimea de ieșire y_e care trebuie obținută este viteza radială v_S a sculei.

Raportul de transfer cinematic va fi

$$i_D = \frac{y_e}{y_i} = \frac{v_S}{\omega_p} = P_S.$$

Viteza radială a sculei, în funcție de viteza unghiulară ω_K a camei și de pasul acesteia H_K, este

$$v_S = \omega_K H_K.$$

Înlocuind în ultima egalitate se obține

$$i_D = \frac{\omega_K H_K}{\omega_p} = P_S$$

sau

$$\frac{\omega_K}{\omega_P} = \frac{P_S}{H_K}$$

sau trecînd la turații

$$\frac{n_K}{n_P} = \frac{P_S}{H_K}.$$

Pe de altă parte, din lanțul cinematic

$$\frac{n_K}{n_P} = i_1 i_2 \frac{A_D}{B_D},$$

astfel că prin egalare rezultă ecuația de reglare a lanțului de detalonare

$$\frac{A_D}{B_D} = C_D \frac{P_S}{H_K},$$

în care C_D este constanta acestui lanț cinematic, datorată rapoartelor de transmitere fixe.

Pentru a ușura calculul roților de schimb, întrucît în mod normal pe desenele de execuție a pieselor supuse detalonării nu se indică pasul spiralei și nici pasul camei, acestea se pot înlocui cu echivalenta lor

$$P_S = h_P z_P;$$

$$H_K = h_K z_K,$$

în care h_P este adîncimea de detalonare, h_K — saltul camei, z_P — numărul de dinți ai piesei, iar z_K — numărul de ridicături (cocoașe) ale camei. Deci

$$\frac{A_D}{B_D} = C_D \frac{h_P}{h_K} \cdot \frac{z_P}{z_K}$$

sau

$$\frac{A_D}{B_D} = m C_D \frac{z_P}{z_K},$$

în care $m = h_P/h_K$. Acest raport este de dorit să fie egal cu unitatea, însă marele domeniu de variație al adîncimii de detalonare h_P care depinde de raza și de numărul de dinți ai piesei, ca și de unghiul de așezare, α, căci

$$h_P = \frac{2\pi r_P}{z_P} \operatorname{tg} \alpha,$$

conduce la dotarea mașinii cu un număr foarte mare de came, ceea ce este neeconomic.

Din această cauză, în unele construcții se folosesc mecanisme pentru reglarea mărimii saltului h_K al camei constînd din sisteme de pîrghii ca cele schematizate în fig. 6.15, la care, prin variația lungimii brațului b, se poate obține o variație continuă a lui h_K pentru un h_{K0} al camei, constant.

c. **Ecuația de transfer la detalonarea pe elice.** La detalonarea pe elice, formula de calcul a roților de schimb este aceeași ca și în cazul detalonării

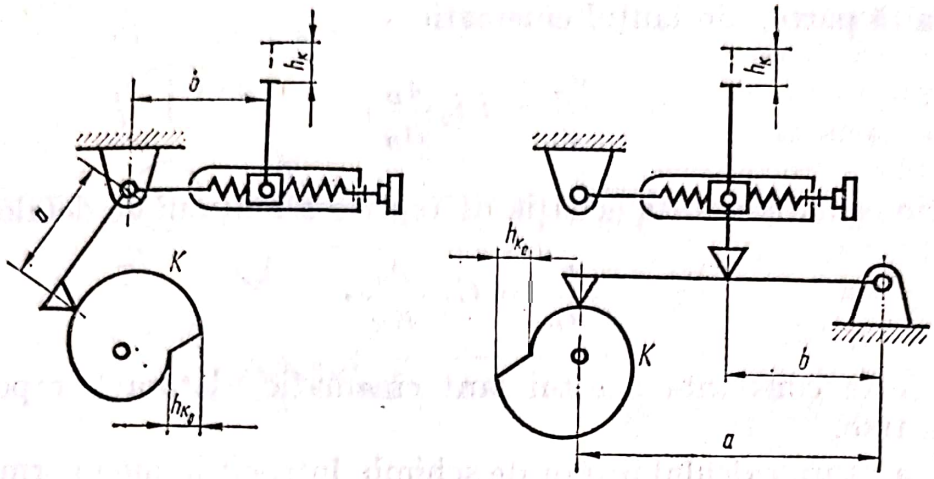


FIG. 6.15. Mecanisme pentru reglarea mărimii saltului h al camei.

radiale, cu deosebirea că în locul numărului de dinți z_P ai piesei, intervine un alt număr de dinți z'_P, adică

$$\frac{A_D}{B_D} = mC_D \frac{z'_P}{z_K},$$

datorită prezenței canalelor elicoidale de eliminare a așchiilor, pe care le posedă toate frezele, tarozii etc.

Aceste canale (fig. 6.16) fac parte din elicele E_2, de pas P_{E2}, care taie elicele E_1 ale filetului de pas P_{E1} sub un unghi φ, și fac cu generatoarea cilindrului unghiul β_2.

Mărimea unghiului φ este de obicei de 90°, astfel că tangentele T_1 și T_2 la cele două elice în punctul M sînt normale și deci $\beta_2 = 90° - \beta_1$.

În unele cazuri, unghiul φ este diferit de 90°; astfel, dacă $\varphi = \beta_1$, atunci $\beta_2 = 0$ și elicea E_2 devine o dreaptă (cazul sculelor cu canale drepte).

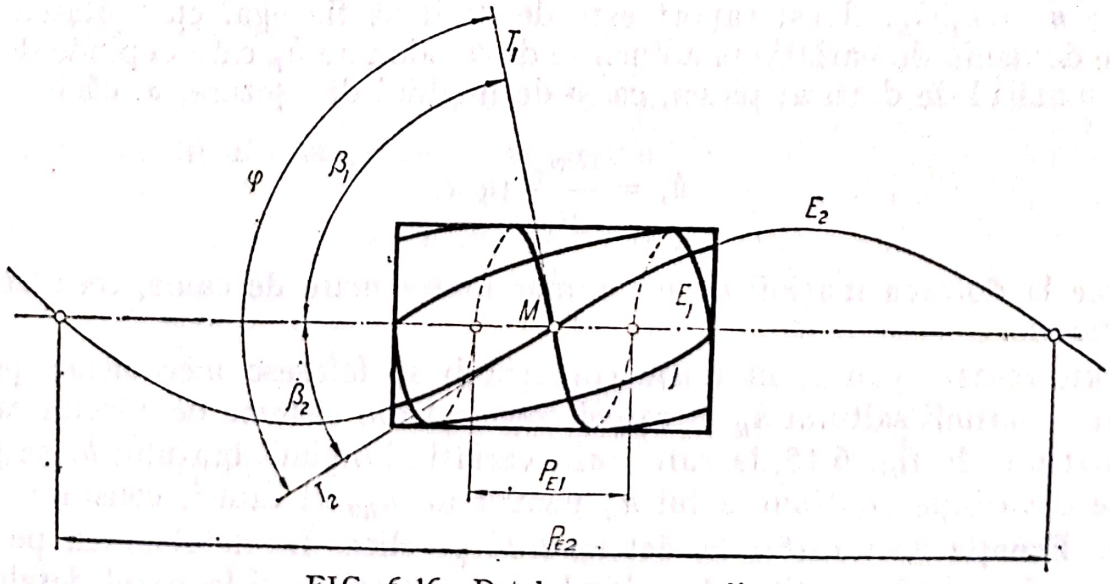


FIG. 6.16. Detalonarea pe elice.

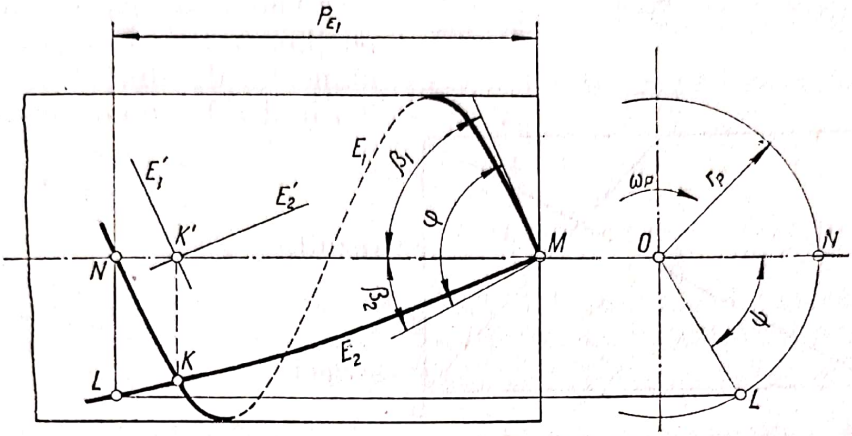


FIG. 6.17. Determinarea frecvenței la detalonarea pe elice.

Considerînd cazul în care $\varphi > \beta_1$, deci $\beta_2 > 0$, și reprezentînd în fig. 6.17 o porțiune MKL din elicea E_2 a unui canal de așchii din cele z_P canale (numărul de canale de așchii este identic cu numărul de dinți al sculei), aceasta taie elicea E_1 a filetului în M și în K.

În timpul detalonării, piesa rotindu-se în sensul ω_P, cuțitul de detalonat, datorită lanțului cinematic de filetare, urmărește elicea E_1.

După o rotire completă, cuțitul plecînd din M va ajunge în N, această distanță reprezentînd pasul P_{E1} al filetului.

În această deplasare, el întîlnește un număr de z_P' canale, mai mare decît z_P, deoarece, în momentul în care cuțitul se afla în K' și reîntîlnea același canal al eliciei E_2, el întîlnise toate cele z_P canale ale piesei.

Prin urmare, din K' pînă în N, cuțitul mai întîlnește un număr oarecare z_x de canale, astfel că din M pînă în N au fost întîlnite

$$z_P' = z_P + z_x$$

canale.

Pe durata deplasării cuțitului din K' în N, piesa a trebuit să se rotească cu unghiul ψ pentru a realiza o rotație completă, astfel ca elicea E_2 a canalului să revină în poziția inițială.

Mărimea unghiului ψ rezultă din proporționalitatea arcelor de cerc de rază r_p.

Notînd prin l lungimea arcului NL și prin C lungimea circumferinței cercului rezultă

$$\frac{l}{C} = \frac{\psi^\circ}{360^\circ}.$$

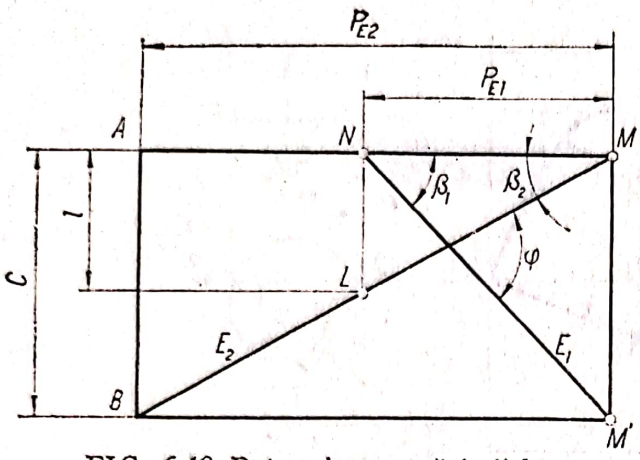


FIG. 6.18. Determinarea mărimii l.

Ținînd seama că această proporționalitate se menține și între numerele de dinți corespunzătoare mărimii celor două unghiuri

$$\frac{z_x}{z_P} = \frac{\psi^\circ}{360^\circ},$$

rezultă că

$$z_x = \frac{\psi^\circ}{360^\circ} z_P$$

și deci

$$z'_P = \left(1 + \frac{\psi^\circ}{360^\circ}\right) z_P.$$

În funcție de elementele geometrice ale celor două elice, mărimea $\psi°/360°$ se poate deduce din fig. 6.18, care reprezintă cilindrul desfășurat după generatoarea MN.

Din triunghiurile MAB și MNL rezultă

$$\frac{l}{C} = \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}$$

și ca urmare egală și cu $\psi/360$.

Ținînd seama de expresia lui z'_P

$$z'_P = \left(1 + \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right) z_P,$$

formula de calcul a roților de schimb pentru detalonarea pe elice capătă forma

$$\frac{A_D}{B_D} = mC_D\left(1 + \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right)\frac{z_P}{z_K}.$$

Această formulă este general aplicabilă dacă se ține seama de semnificațiile și de mărimile lui P_{E_1} și P_{E_2}.

Astfel, la detalonarea radială, oblică și frontală, pasul elicei P_{E_1} este nul, iar la detalonarea sculelor cu canale drepte ($\beta_2 = 0$), pasul P_{E_2} este infinit, astfel că în toate aceste cazuri paranteza este egală cu unitatea, formula devenind identică cu aceea stabilită pentru detalonarea radială.

În cazul detalonării sculelor filetate, pasul P_{E_1} este pasul p_1 al filetului piesei, iar în cazul detalonării cu avans, P_{E_1} este egal cu mărimea s a avansului pe rotație.

Scanned with OKEN Scanner

6.2.3. Reglarea lanțului cinematic de detalonare

Datorită complexității ecuației de reglare a lanțului cinematic de detalonare

$$\frac{A_D}{B_D} = mC_D\left(1 + \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right)\frac{z_P}{z_K}$$

nu se pot folosi mecanisme de reglare de tipul cutiilor de viteze sau similare, ci numai roți de schimb.

Chiar și la acest mod de reglare, determinarea roților de schimb A_D și B_D ridică în majoritatea cazurilor dificultăți în rezolvare datorită raportului P_{E_1}/P_{E_2} care este subunitar, P_{E_1} fiind de ordinul unităților, în timp ce P_{E_2} este de ordinul sutelor și miilor.

În urmărirea rezolvării mai comode a acestei probleme se procedează după cum urmează, plecînd de la ecuația de mai sus care se poate scrie

$$\frac{A_D}{B_D} = mC_D\frac{z_P}{z_K} + mC_D\frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\cdot\frac{z_P}{z_K} = i' + i'',$$

dar

$$\frac{A_D}{B_D} = \frac{n_P}{n_K},$$

deci

$$n_K = i'n_P + i''n_P = n'_K + n''_K,$$

adică turația n_K a camei poate fi realizată prin însumarea a două turații n'_K și n''_K, ambele însă în funcție de turația n_P.

Însumarea turațiilor necesită folosirea unui diferențial, după cum se arată în fig. 6.19.

a. **Obținerea lui n''_K prin roți de schimb.** Schema din fig. 6.20 reprezintă lanțurile cinematice ale unui strung de detalonat la care turația n''_K provenind din turația n_P a lanțului cinematic principal trece printr-o porțiune a lanțului cinematic de filetare (cuplajul C pe poziția 2) sau a lanțului cinematic de avans (cuplajul C pe poziția 1), turație reglată cu roțile de schimb A''_D și B''_D și însumată prin diferențial cu turația n'_K.

Pentru ambele cazuri, roțile de schimb pentru turația n'_K se determină cu formula

$$\frac{A'_D}{B'_D} = mC'_D\frac{z_P}{z_K},$$

în care constanta C'_D este determinată de rapoartele de transmitere fixe $i_1, i_2 \ldots$

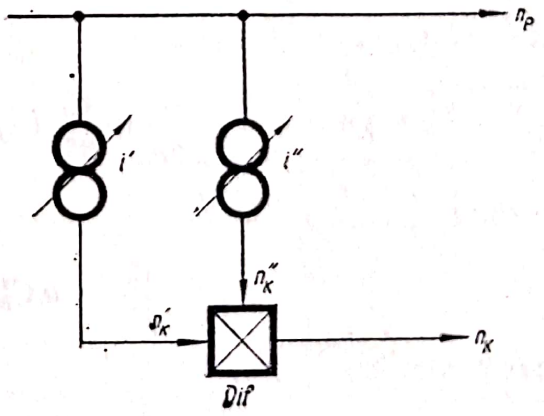


FIG. 6.19. Folosirea diferențialului la însumarea turațiilor.

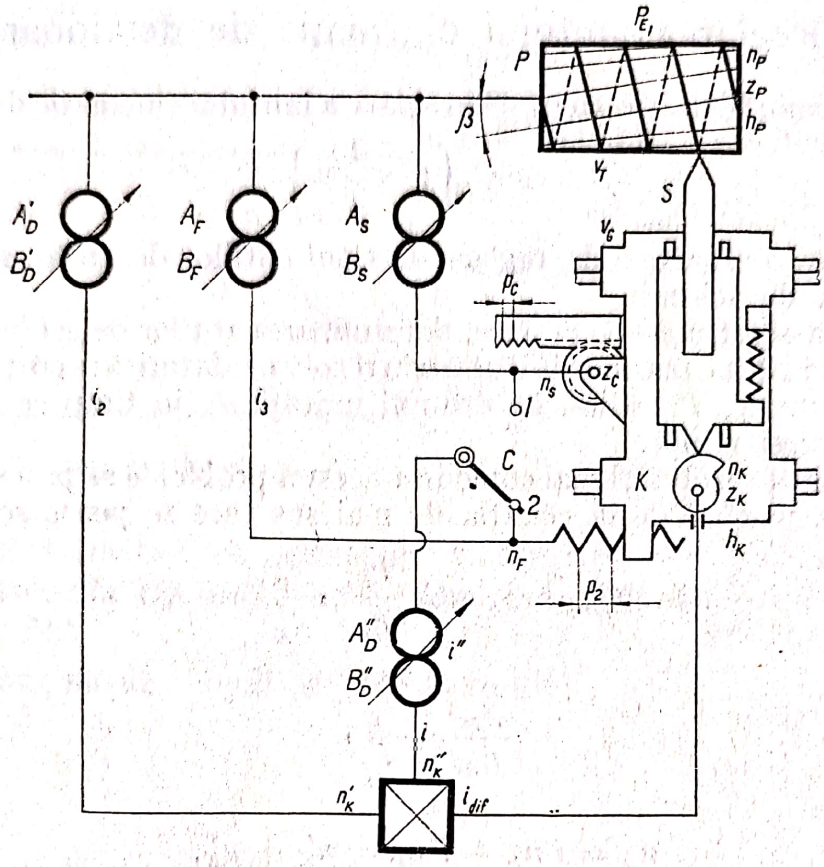


FIG. 6.20. Lanțurile cinematice ale unui strung de detalonat.

Pentru turația n''_K în cazul folosirii lanțului cinematic de filetare, se poate scrie

$$\frac{n''_K}{n_P} = \frac{A_F}{B_F} i_3 \frac{A''_D}{B''_D} i_{Dif}$$

și cum $n''_K/n_P = i''$, adică

$$\frac{A_F}{B_F} i_3 \frac{A''_D}{B''_D} i_{Dif} = mC_D \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}} \cdot \frac{z_P}{z_K},$$

rezultă

$$\frac{A''_D}{B''_D} = mC''_D \frac{B_F}{A_F} \cdot \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}} \cdot \frac{z_P}{z_K},$$

dar pentru că

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{P_{E_1}}{p_2},$$

în care p_2 este pasul șurubului conducător, se poate scrie formula de calcul sub forma

$$\frac{A''_D}{B''_D} = \frac{mC'''_D}{z_K} \cdot \frac{z_P}{P_{E_2}},$$

în care primul factor este constanta constructivă.

Dacă mișcarea se ia de la lanțul cinematic de avans, atunci

$$\frac{A''_D}{B''_D} = mC''_D \frac{B_s}{A_s} \cdot \frac{s}{P_{E_2}} \cdot \frac{z_P}{z_K}$$

și în final

$$\frac{A''_D}{B''_D} = \frac{mC'''_D}{z_K} \cdot \frac{z_P}{P_{E_2}},$$

căci A_s/B_s este în funcție de s, ceea ce face să nu mai apară în formulă.

b. **Utilizarea linealului.** Pentru obținerea turației n''_K cît mai apropiată de valoarea de calcul, în locul lanțului cinematic reglat prin roțile A''_D și B''_D, se folosește în unele construcții un mecanism de reglare, bazat pe transformarea mișcării de translație a căruciorului port-sculă într-o mișcare de rotație (fig. 6.21) care se transmite diferențialului. Mărimea mișcării de rotație se poate regla prin înclinarea λ a unui lineal L solidar cu căruciorul.

Pe linealul L (fig. 6.22) se află o piatră P care culisează pe acesta, rezultînd o mișcare de viteză v'', mișcare transmisă cremalierei C care, prin angrenare cu pinionul z'', transmite diferențialului turația n''_K.

Mărimea vitezei v'' a cremalierei va fi

$$v'' = v'_G \operatorname{tg} \lambda,$$

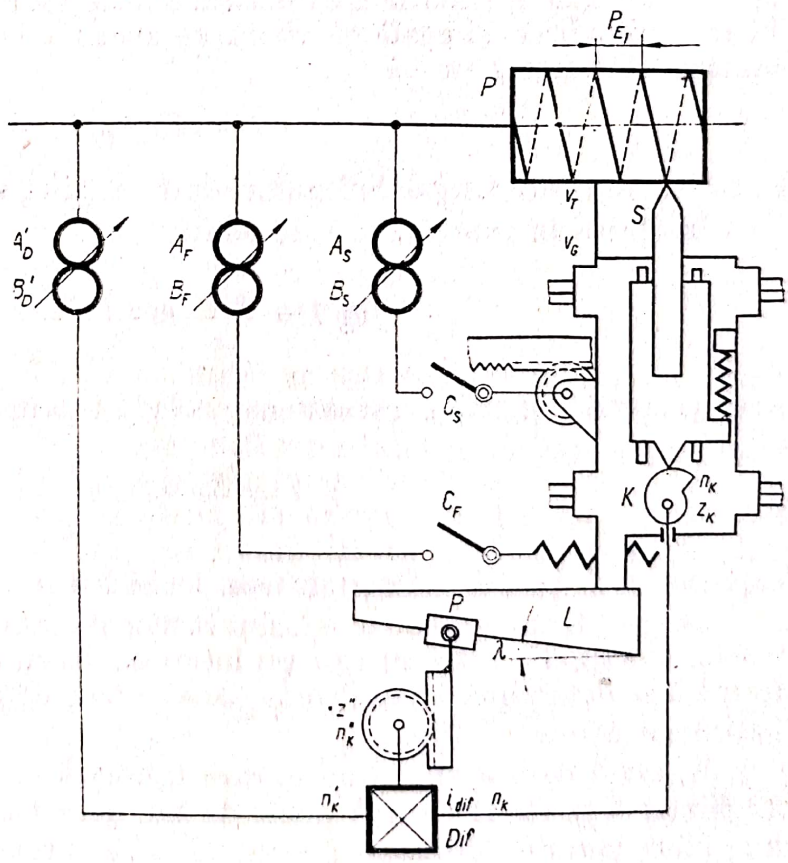


FIG. 6.21. Folosirea linealului ca element de reglare.

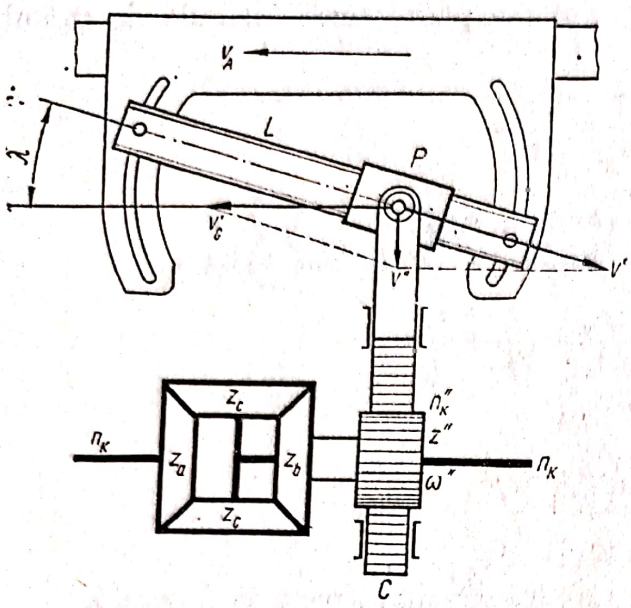


FIG. 6.22. Lineal.

de unde turația pinionului z''

$$n''_K = \frac{v''}{2\pi r''} = \frac{v''}{\pi m z''} = \frac{v''}{p'' z''} = \frac{v'_A \operatorname{tg}\lambda}{p'' z''},$$

în care r'' este raza primitivă, m — modulul, z'' — numărul de dinți, iar p'' — pasul danturii, toate aceste elemente fiind caracteristici ale pinionului.

În funcție de acești parametri, mărimea înclinării λ a linealului se exprimă prin

$$\operatorname{tg}\lambda = \frac{p'' z''}{v'_G} n''_K.$$

Dar după cum s-a arătat anterior,

$$n''_K = m C''_D \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}} \cdot \frac{z_P}{z_K} n_P,$$

iar v'_G, viteza de translație a căruciorului, este viteza axială v_A, la detalonarea filetelor cilindrice, și egală cu viteza de avans w la detalonarea cu avans. Ca urmare, se poate scrie că

$$v'_A = c P_{E_1} n_P,$$

în care c este parametrul de legătură între v'_G și v_A sau w.

Înlocuind în expresia tg λ, se obține

$$\operatorname{tg}\lambda = \frac{p'' z''}{c} m \frac{C''_D}{P_{E_2}} \frac{z_P}{z_K}$$

sau, grupînd factorii constanți și notîndu-i prin C'''_D

$$\operatorname{tg}\lambda = \frac{m}{c} \frac{C'''_D}{P_{E_2}} \frac{z_P}{z_K},$$

expresie care permite determinarea înclinării λ a linealului.

Ca și în formula pentru calculul roților de schimb ale aceluiași lanț cinematic, în expresia mărimii tg λ nu intervine pasul elicei P_{E_1}, deci cu această formulă se determină λ, indiferent dacă se face detalonarea pe filet sau detalonare cu avans.

În afară de această calitate, care ușurează calculele, faptul că mărimea unghiului λ poate fi variată oricît de fin, prin înclinarea corespunzătoare a linealului, permite obținerea foarte precisă a turației n''_K, ceea ce se răsfrînge pozitiv asupra preciziei detalonării.

Scanned with OKEN Scanner

7. LANȚURI CINEMATICE DE RULARE

7.1. RULAREA

7.1.1. Scop și definire

Rularea este o metodă cinematică de obținere a unor curbe care pot fi utilizate ca generatoare sau directoare, în generarea suprafețelor pe mașini-unelte.

Curbele uzuale, realizate prin rulare pe mașinile-unelte, sînt curbe plane ca cicloidele, evolventele și înfășurătoarele unor curbe oarecare, care se deplasează pe precedentele, precum și unele curbe spațiale rezultate din transpunerea prin rulare a acelorași curbe plane citate.

Rularea se poate defini ca mișcarea relativă dintre două curbe, care au posibilitatea de a fi tot timpul în contact (fig. 7.1, *a*), în caz contrar (fig. 7.1, *b*), mișcarea este de rostogolire.

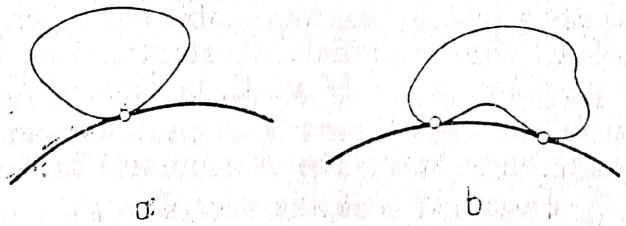


FIG. 7.1. Rulare *a* și rostogolire *b*.

Vitezele de rulare ale celor două curbe se manifestă pe tangenta comună, în punctul de contact și pot fi de același sens sau nu (fig. 7.2, *a* și *b*), mișcarea fiind o rulare cu alunecare. Dacă cele două viteze sînt de același sens și egale în mărime, mișcarea este o *rulare fără alunecare*.

Rularea cu alunecare are aplicație, de exemplu la frezare, caz în care v_1 este viteza tangențială la periferia frezei, iar v_2 — viteza de avans. Din însumarea acestora rezultă mărimea vitezei de așchiere.

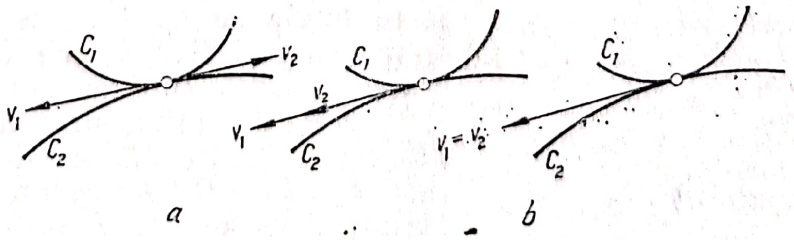


FIG. 7.2. Rulare cu și fără alunecare.

În obținerea cinematică a curbelor generatoare se utilizează numai rularea fără alunecare.

Rularea poate avea loc nu numai între două curbe plane, ci și între două suprafețe, dacă acestea îndeplinesc condiția rulării, de exemplu doi cilindri, două conuri, un cilindru sau con și o suprafață plană etc.

Curbele sau suprafețele care rulează, în cazul generării suprafețelor pe mașini-unelte, sînt dotate cu mișcări proprii, cu viteze condiționate de realizarea rulării fără alunecare, din care cauză între aceste curbe (sau suprafețe) nu apare fenomenul de frecare, fenomen necesar numai în cazul în care una din curbe fiind conducătoare, transmite mișcarea celeilalte, de exemplu în funcționarea variatorilor de fricțiune.

7.1.2. Cinematica mișcării de rulare

Rularea se bazează pe legea mișcării continue a unei figuri plane în planul său.

Fie figura Σ_M a planului mobil $x_M O_M y_M$ (fig. 7.3) care, suprapus planului fix $x_F O_F y_F$, se poate deplasa oricum în acesta.

Mișcarea instantanee a planului mobil $x_M O_M y_M$, și deci și a figurii Σ_M conținută de acesta, constă dintr-o rotație instantanee în jurul *centrului instantaneu de rotație* I. Toate punctele planului mobil vor descrie arce de cerc cu centrul în I și cu aceeași viteză unghiulară instantanee ω. În particular, raza instantanee de rotație a punctului M va fi, la momentul t, de mărime MI.

În momentul următor $t + dt$, centrul instantaneu de rotație se va afla în I_1 și așa mai departe, descriind curba B denumită *bază* sau centroidă fixă.

Baza este locul geometric al pozițiilor succesive ale centrului instantaneu de rotație în planul fix.

Pozițiile succesive ale aceluiași centru instantaneu de rotație, în planul mobil corespunzător lui I și I_1, vor fi I și I_1', descriind curba R denumită *rulantă* sau centroidă mobilă.

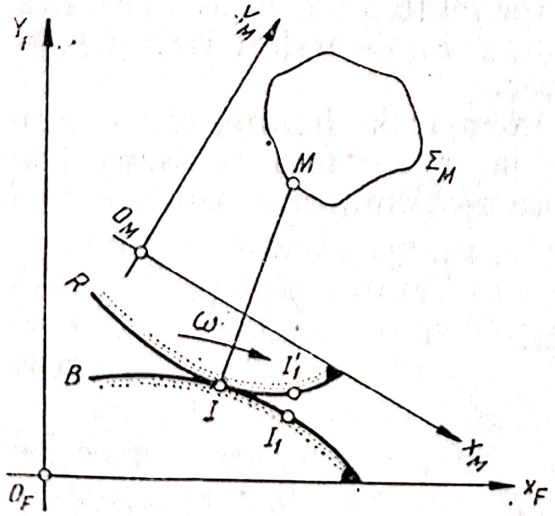


FIG. 7.3. Mecanica rulării.

Rulanta este locul geometric al pozițiilor succesive ale centrului instantaneu de rotație în planul mobil.

Arcele de curbă II_1 și II_1' sînt infiniți mici de ordin superior, astfel că I_1' se confundă cu I_1. Curbele au comune două puncte infinit vecine I și I_1 și, ca urmare, curbele sînt tangente.

Arcele de curbă, infiniții mici II_1 și II_1', sînt egale ca mărime, deci *rulanta* R *rulează pe baza* B, ceea ce înseamnă că nu există alunecare între aceste curbe în timpul deplasării planului mobil.

În timpul deplasării figurii mobile Σ_M (fig. 7.4), oricare punct al acesteia descrie o traiectorie în planul fix, denumită *ruletă*; de exemplu, ruleta punctului M este curba r_M.

Σ_I este înfășurătoarea pozițiilor succesive ale figurii mobile Σ_M. O proprietate importantă în deplasarea unei figuri prin rulare rezidă în faptul că normalele la ruletă și înfășurătoare trec prin centrul instantaneu de rotație.

Raza MI (nedesenată) este normală la ruleta r_M în punctul M prin care trece evident tangenta T_M la această curbă. De asemenea, KI este normală la înfășurătoarea Σ_I în K, iar T_K este tangenta în același punct.

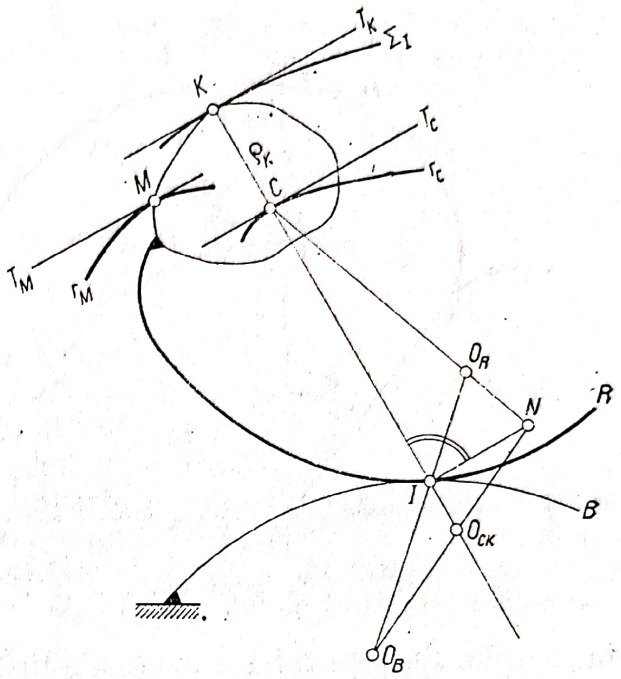


FIG. 7.4. Înfășurătoarea unei figuri mobile.

Centrul de curbură O_K al înfășurătoarei Σ_I în K coincide cu centrul de curbură O_C al ruletei r_C descrise de centrul C al razei de curbură ρ_K, în punctul O_{CK}.

Construcția geometrică (Savary) pentru determinarea centrului O_{CK} este următoarea: se unește C cu I și C cu O_R (centrul de curbură a rulantei); se ridică în I normala IN pînă întîlnește pe CO_R în N; se unește N cu O_B (centrul de curbură al bazei). Intersecția lui NO_B cu CI determină centrul de curbură comun O_{CK}.

Segmentul CO_{CK} este raza de curbură a ruletei r_C, iar KO_{CK} raza de curbură a înfășurătoarei Σ_I, în punctul K.

7.1.3. Curbele cicloidale

Funcție de modul de mișcare al figurii mobile Σ_M (sau al unui punct M al ei), în scopul obținerii unei anumite înfășurătoare Σ_I (sau al unei anumite rulete r_M), vor rezulta anumite curbe pentru baza B și pentru rulanta R.

Problema fiind pusă astfel duce în general la necesitatea unor curbe B și R, dificil sau imposibil de realizat din punct de vedere tehnic.

Din această cauză, problema obținerii unor traiectorii generatoare sau directoare prin rulare se pune invers: avînd posibilitatea tehnică de a realiza baza și rulanta de anumite forme, se studiază forma și proprietățile ruletelor și înfășurătoarelor anumitor figuri mobile, obținute astfel în scopul stabilirii utilității tehnice a acestora.

Scanned with OKEN Scanner

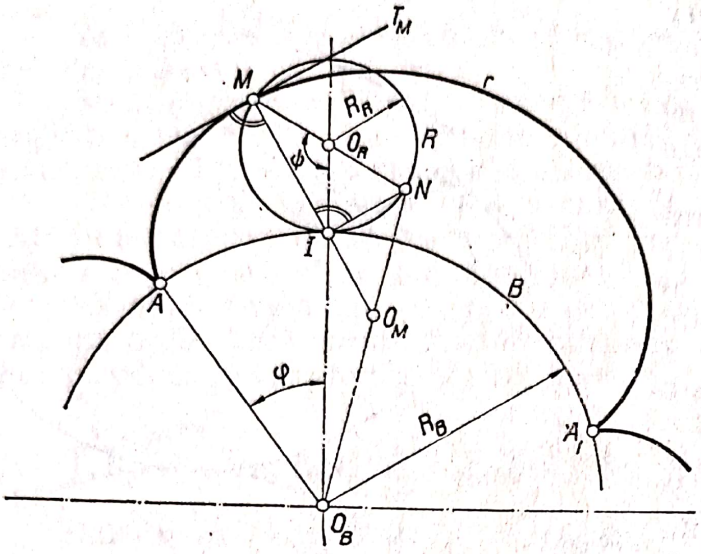


FIG. 7.5. Epicicloidă.

În construcția de mașini-unelte, după cum s-a văzut, se pot realiza cu ușurință traiectorii circulare și rectilinii, care pot fi folosite ca bază și ruletă în toate combinațiile posibile.

Curbele astfel generate prin rulare de un punct al figurii mobile Σ_M fac parte dintr-o aceeași familie a *curbelor cicloidale*: cicloida, epi și hipocicloida, pericicloida, toate putînd fi normale, alungite sau scurtate, avînd și cîteva curbe particulare, ca: evolventa, cardioida, astroida și dreapta diametrală. Curbele înfășurătoare ale figurii mobile, care se deplasează pe una din curbele cicloidale citate, în genere nu au denumiri.

a. **Epicicloida.** Toate curbele cicloidale derivă din epicicloidă (fig. 7.5) curbă rezultată ca ruleta unui punct M de pe rulanta circulară R, care rulează pe baza circulară B.

Epicicloida constă dintr-un număr oarecare de bucle (sau lobi) de formă AMA_1, avînd pasul circular AIA_1 pe cercul de bază, un arc de cerc egal cu lungimea rulantei de rază R_R,

$$p = 2\pi R_R$$

și înălțimea maximă egală cu $2R_R$.

Raza de curbură MO_M într-un punct M al epicicloidei și centrul de curbură O_M se pot determina grafic prin metoda Savary.

Centrul instantaneu de rotație I al celor două cercuri se află la punctul lor de contact, determinat de linia centrelor O_RO_B. Se duc dreptele MI și MO_R. În I se ridică normala IN pe MI, determinîndu-se punctul N la intersecția cu MO_R.

De remarcat că M și I fiind pe cerc, iar unghiul din I fiind drept, și punctul N se află pe cerc, ceea ce ușurează determinarea sa.

Se unește N cu centrul O_B al cercului de bază. Intersecția acestei drepte cu dreapta MI prelungită determină centrul de curbură O_M al ruletei în punctul M. Mărimea MO_M a acestei drepte este raza de curbură în M, iar normala T_M pe aceasta este tangentă la epicicloidă în același punct M.

Din punct de vedere analitic, coordonatele unui punct M în planul fix, sistemul de coordonate avînd originea în centrul O_B și axa x-ilor trecînd prin A, se exprimă prin:

$$x_M = (R_B \pm R_R)\cos\varphi - R_R\cos\frac{R_B \pm R_R}{R_B}\varphi;$$

$$y_M = (R_B \pm R_R)\sin\varphi - R_R\sin\frac{R_B \pm R_R}{R_B}\varphi,$$

iar raza de curbură

$$\rho = \frac{4R_R(R_B \pm R_R)\sin\frac{\psi}{2}}{R_B \pm 2R_R},$$

în care semnele minus se referă la cazul hipocicloidei.

Construcția grafică (fig. 7.6). Se împarte rulanta într-un număr de părți egale *1*, *2*, *3*, ... Pe cercul de bază se iau arce *6—1'*, *1'—2'*. *2'—3'*, ..., egale cu arcele *6—1*, *1—2*, *2—3*, ... Prin punctele *1'*, *2'*, *3'*, ... se duc dreptele radiale $1'O_{R1}$, $2'O_{R3}$..., trecînd prin centrul O_B al cercului de bază și intersectînd cercul centrelor O_R în O_{R1}, O_{R2}, O_{R3}, ...

Din fiecare centru se trasează arce de cerc de rază R_R pînă la intersecția arcelor de cerc de centru O_B trecînd prin punctele *1*, *2*, *3*, ..., ale rulantei. Punctele de intersecție *I*, *II*, *III*, ... sînt puncte ale epicicloidei.

Numărul i de bucle al epicicloidei (și al oricărei curbe cicloidale) rezultă din numărul de rotații al rulantei, fiind cîtul dintre lungimea cercului de bază l_B și a rulantei l_R

$$i = \frac{l_R}{l_B} = \frac{R_B}{R_R}$$

și, ca urmare, și raportul razelor respective.

Numărul i poate rezulta ca număr întreg, deci figura cicloidală se închide după un număr întreg de bucle (fig. 7.7).

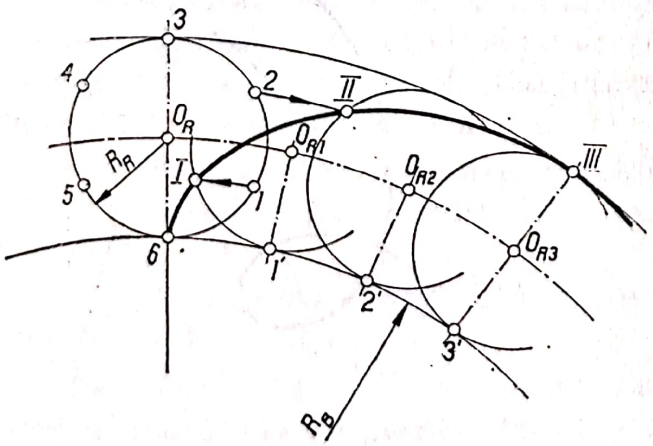


FIG. 7.6. Construcția grafică a epicicloidei.

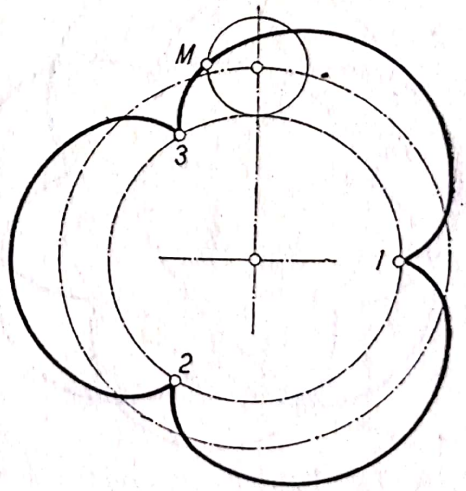


FIG. 7.7. Epicicloidă avînd $i = 3/1$.

În cazul în care numărul i este fracționar după o rotație a centrului rulantei în jurul bazei, figura cicloidală nu se închide.

Avînd în vedere că raportul este invers celui al turațiilor, se poate scrie

$$i = \frac{n_R}{n_B} = \frac{R_B}{R_R},$$

în care: n_R este numărul de rotații ale rulantei;

n_B — numărul de rotații ale rulantei în jurul bazei (sau numărul de rotații al bazei, dacă axele celor două cercuri sînt fixe, ambele însă rulînd unul pe celălalt).

Egalitatea de mai înainte determină complet caracteristica de repetare a buclelor figurii cicloidale. Astfel:

i determină numărul de bucle pentru o rotație a centrului rulantei în jurul bazei;

n_R determină numărul de bucle necesare închiderii figurii cicloidale;

n_B determină numărul de ocoliri ale bazei pentru închiderea aceleiași figuri.

Ca exemplu (fig. 7.8), pentru $n_R/n_B = 7/2$, rezultă o figură cu 7 bucle, care se închide după două rotații.

Un caz particular este cel în care i rezultă irațional sau transcendent, de exemplu $R_B/R_R = i = \sqrt{3}$. Figura cicloidală nu se închide niciodată, avînd o infinitate de bucle.

b. **Alte curbe cicloidale.** Epicicloidele alungite sau scurtate (fig. 7.9) rezultă ca traiectorii (rulete) ale unor puncte M' și M'' solidare cu rulanta R,

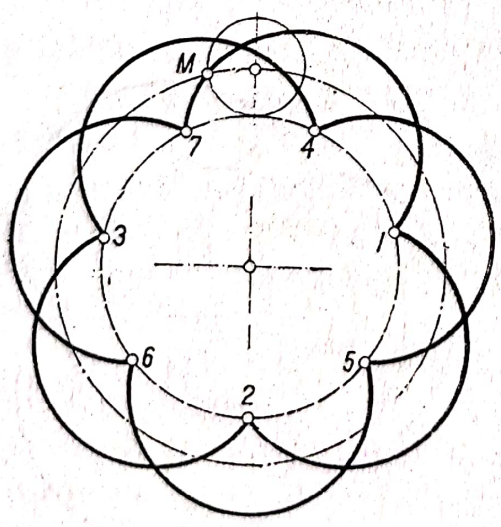


FIG. 7.8. Epicicloidă avînd $i = 7/2$.

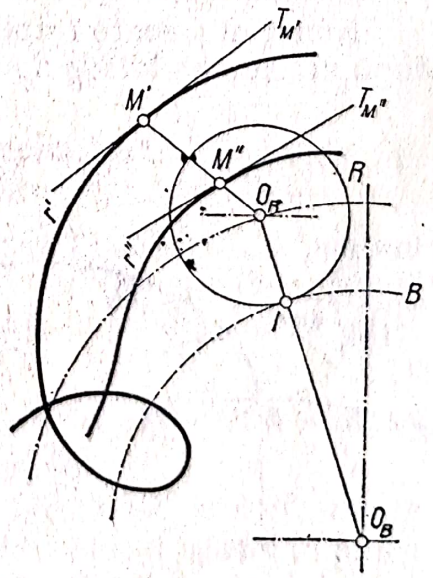


FIG. 7.9. Epicicloidă alungită r' și scurtată r''.

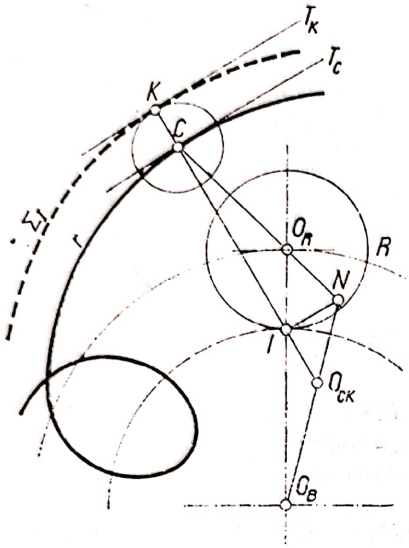


FIG. 7.10. Înfășurătoarea figurii Σ_M care descrie o epicicloidă alungită.

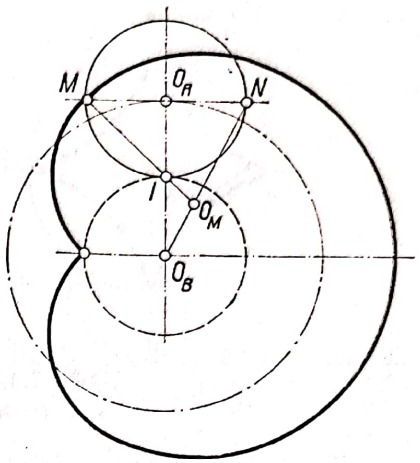


FIG. 7.11. Cardioidă.

dar care nu se află pe aceasta, ci în exteriorul, respectiv interiorul ei. Raza de curbură, centrul de curbură și tangenta se determină ca în cazul epicicloidei, cu observația că punctul N nu mai cade pe cercul rulantă.

Înfășurătoarea unei figuri mobile Σ_M, solidară cu rulanta R (fig. 7.10), se determină după cum s-a arătat în paragraful Mecanica rulării. Astfel, C, fiind centrul de curbură în punctul K al figurii mobile Σ_M, descrie o rulantă r. Dreapta KIO_{CK} este normală la înfășurătoarea Σ_I și raza sa de curbură, în K. Tangenta în K este T_K și deci normală pe KO_{CK}.

Cardioida (fig. 7.11) este cazul particular al epicicloidei, a cărei rulantă R are aceeași rază ca și baza B.

Dacă rulanta este interioară bazei (fig. 7.12), curbele sînt *hipocicloide* și au aceleași caracteristici ca și epicicloidele. Cazurile particulare ale hipocicloidelor sînt:

Astroida (fig. 7.13, *a*), curba cicloidală închisă cu patru bucle rezultînd în cazul $i = R_B/R_R = 4$.

Dreapta diametrală (fig. 7.13, *b*) rezultînd în cazul $i = R_B/R_R = 2$.

Pericicloida (fig. 7.13, *c*) pentru cazul în care raza cercului rulantă este mai mare decît a cercului bază, deci $i = R_B/R_R < 1$.

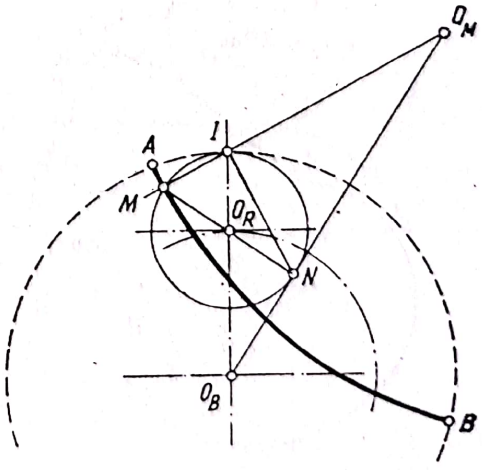


FIG. 7.12. Hipocicloidă.

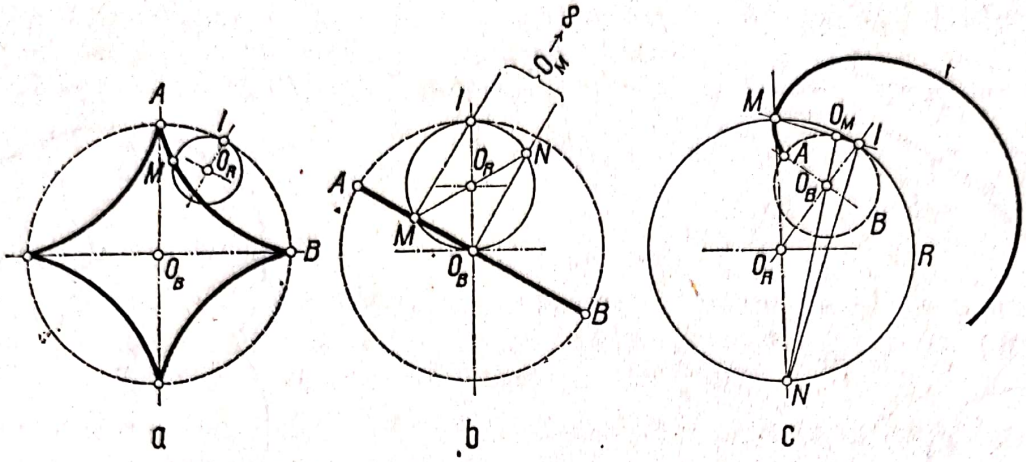


FIG. 7.13. Cazuri particulare ale hipocicloidei:
a — astroidă; *b* — dreapta diametrală; *c* — pericicloidă.

Tranziția între epicicloidă și hipocicloidă este posibilă în două moduri, prin:

Cicloidă, caz în care cercul de bază are raza infinit de mare (fig. 7.14, *a*), aceasta transformîndu-se într-o dreaptă.

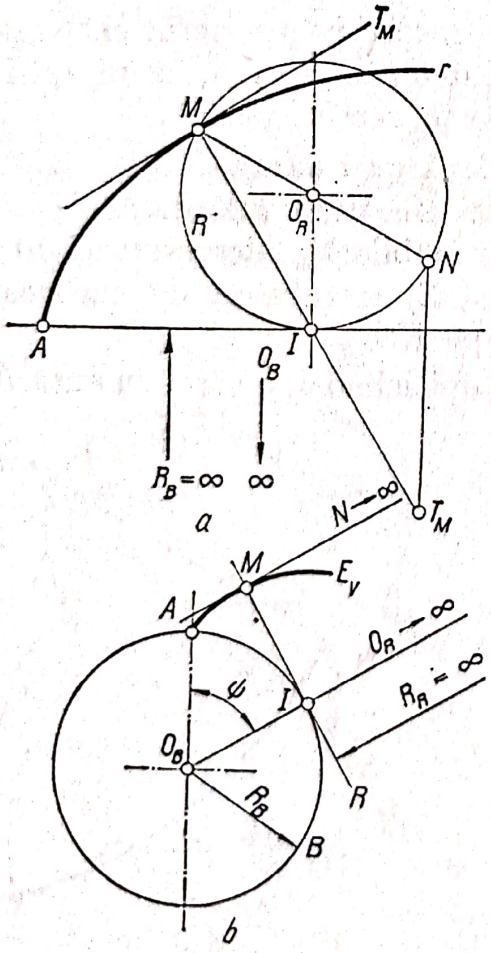


FIG. 7.14. Cicloidă *a* și evolventă *b*.

Evolventa, caz în care cercul rulantă are raza infinit de mare (fig. 7.14, *b*), devenind o dreaptă tangentă la cercul de bază.

Cazul din urmă are importanță deosebită în generarea unor suprafețe pe mașinile-unelte.

c. **Repartizarea mișcărilor între cele două curbe.** Mișcarea de rulare între cele două curbe poate avea loc și în cazul în care una din curbe este fixă (fig. 7.15, *b* și *c*). Ca urmare a posibilității de repartizare a celor două mișcări, rezultă trei posibilități de a obține aceeași curbă generată prin rulare:

1. Ambele curbe în mișcare (fig. 7.15, *a*).
2. Curba Σ_1 fixă, curba Σ_2 cu ambele mișcări (fig. 7.15, *b*)
3. Curba Σ_2 fixă, curba Σ_1 cu ambele mișcări (fig. 7.15, *c*).

Dacă din punct de vedere teoretic nu există nici o deosebire între cele trei cazuri și în special între ultimile două, din punct de vedere tehnic, al realizării acestora, diferențierea se impune, deoarece, de exemplu, cazul din fig. 7.15, *c* este atît de dificil de realizat practic, încît nici nu este utilizat.

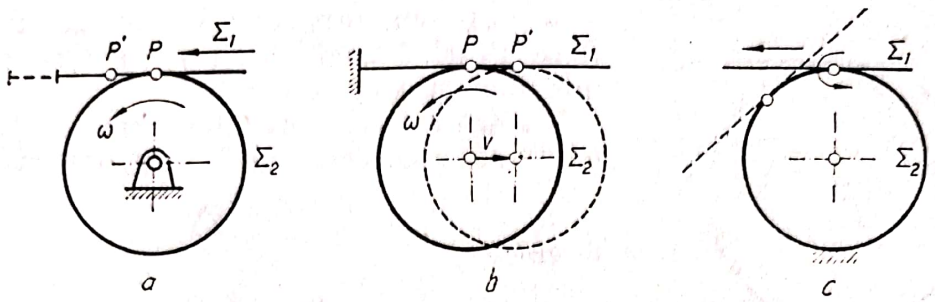


FIG. 7.15. Mișcarea relativă a celor două curbe.

d. **Condiția cinematică a rulării.** În cazul a două cercuri care rulează fără alunecare (fig. 7.16), rezultă că arcul de cerc s_2 este egal cu s_1

$$s_2 = s_1.$$

Derivînd în raport cu timpul, se obține

$$v_2 = v_1,$$

egalitate evidentă, din care rezultă că

$$\frac{v_2}{v_1} = 1,$$

ceea ce reprezintă *condiția cinematică a rulării*, din care se pot deduce următoarele remarci importante pentru construcția de mașini-unelte.

1. Raportul celor două viteze fiind egal cu unitatea, este *constant*.

2. Mărimile vitezelor pot fi *oarecare* (diferite însă de zero și infinit) cu condiția respectării egalității de mai sus.

Ținînd seamă de vitezele unghiulare și de razele cercurilor respective, condiția cinematică a rulării devine

$$\frac{\omega_2 R_2}{\omega_1 R_1} = 1 = \text{const.}$$

sau încă

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R_1}{R_2},$$

de unde

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} = i,$$

adică, în cazul considerării celor două cercuri care rulează fără alunecare, ca un mecanism în care mișcarea se transmite de la cercul C_1 a cercul C_2, raportul de transfer al acestuia

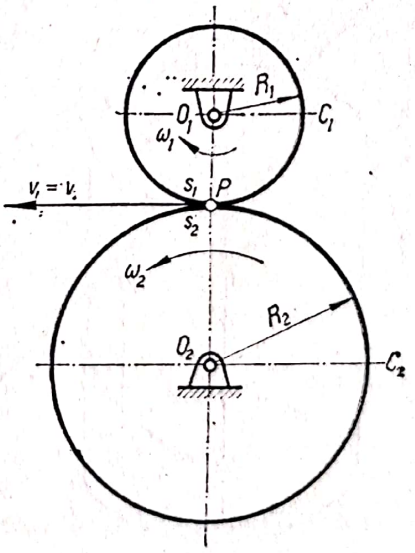


FIG. 7.16. Rularea a două cercuri.

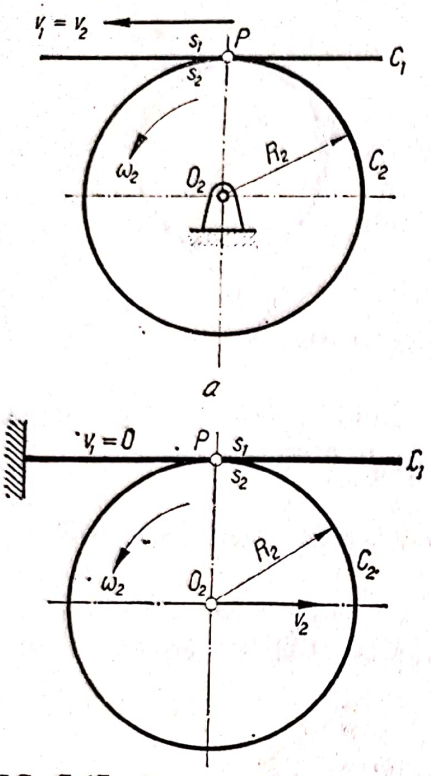


FIG. 7.17. Rulare dreaptă-cerc.

este egal cu raportul invers al turațiilor (sau vitezelor unghiulare) și egal cu raportul direct al razelor cercurilor.

Dacă rularea fără alunecare are loc între o dreaptă și un cerc (fig. 7.17, *a*), atunci condiția

$$v_2 = v_1$$

devine

$$\omega_2 R_2 = v_1,$$

de unde

$$\frac{\omega_2}{v_1} = \frac{1}{R_2} = \text{const},$$

la care se mențin cele două remarci din cazul precedent.

În cazul în care dreapta este fixă (fig. 7.17, *b*), centrul cercului se deplasează cu viteza v_2, în așa fel, încît

$$v_2 = \omega_2 R_2,$$

de unde

$$\frac{v_2}{\omega_2} = R_2 = \text{const}.$$

În cazul inversării notațiilor C_1 pentru cerc și C_2 pentru dreaptă, formulele și indicii se inversează și ei.

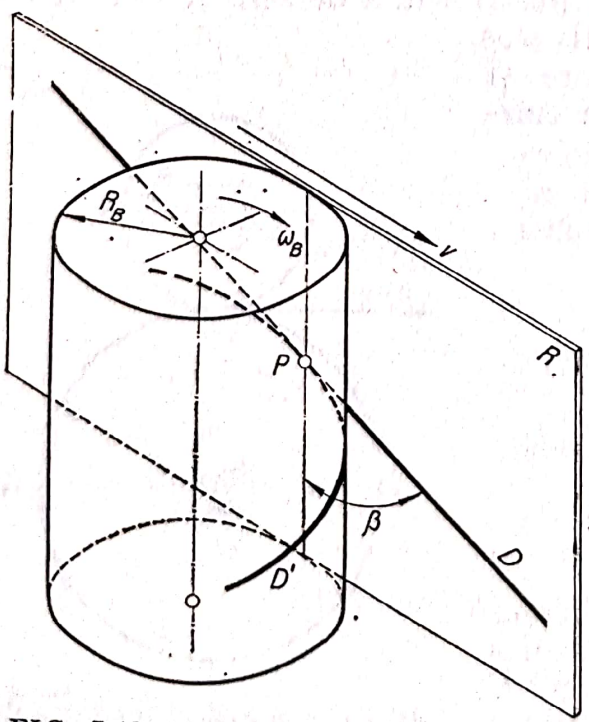


FIG. 7.18. Rulare spațială plan-cilindru.

7.1.4. Rularea spațială

Necesitatea unor curbe directoare spațiale (strîmbe), cerute de generarea unor suprafețe, de exemplu danturile curbe ale angrenajelor conice, a impus transpunerea prin rulare a unor curbe directoare plane pe suprafețe de revoluție cum sînt cilindrul sau conul.

Cilindrul (fig. 7.18) bază rulează pe planul R (rulantă). Figura D din planul R, exemplificată printr-o dreaptă, se imprimă pe cilindrul B, sub forma unei elice D'.

În fig. 7.19, conul R rulează pe planul de bază B care conține curba PLM (arc de cerc) ce se imprimă pe con sub forma unei curbe strîmbe $P'LM'$.

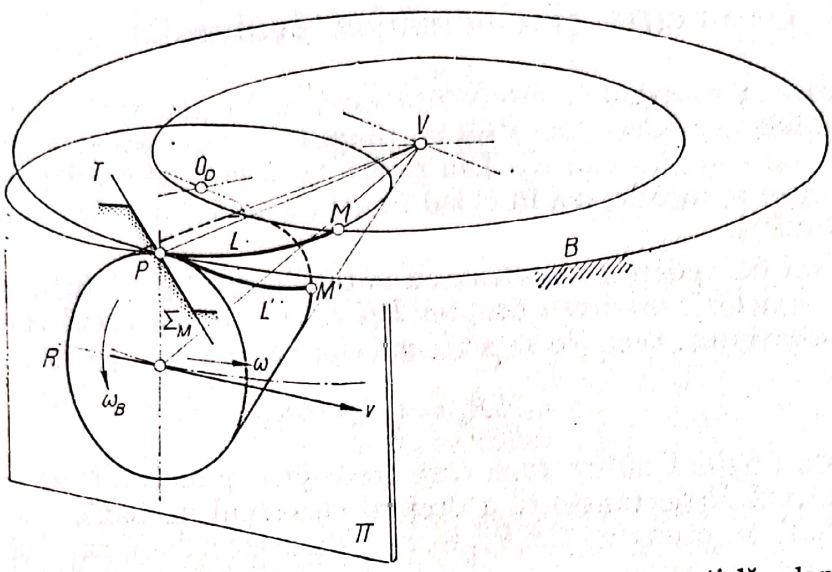


FIG. 7.19. Rulare spațială plan-con.

Curba directoare din planul B poate avea forme diferite: arc de cerc la danturile conice, numite cu dantură în arc de cerc dantură zero, arc de epicicloidă alungită la dantura eloidă, arc de evolventă la dantura paloidă etc.

Rularea spațială se poate efectua conform celor trei cazuri citate la rularea plană.

— planul și corpul respectiv în mișcare;
— planul fix, corpul în mișcare;
— planul mobil, corpul în mișcare, cu acelealși concluzii din punct de vedere al realizării ei.

În cazul rulării între un plan și un con, mișcarea de translație se transformă în mișcare de rotație a planului sau a conului.

Rularea plană, studiată în capitolele precedente, reprezintă cazul particular al rulării spațiale.

7.2. EVOLVENTA

Evolventa, developanta sau desfășurata cercului are o largă utilizare în construcția angrenajelor, ca profil de dinte, datorită calităților sale cinematice (conjugata ei fiind tot o evolventă), funcționale (insensibilitate la variația distanței dintre axe, posibilitatea corijării în scopul obținerii unui dinte mai robust, interschimbabilitatea roților dințate, cu același modul), precum și tehnologice (obținerea unui profil cu erori minime, scule cu profil rectiliniu, control și verificare ușoară a profilului).

Evolventa mai este utilizată ca profil al unor arbori canelați, ca formă a dintelui pe lățimea roții conice (dantura paloidă) etc.

Cele ce urmează se referă numai la aspectul tehnologic de generare a evolventei pe mașini-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

7.2.1. Geometria și cinematica evolventei

a. **Geometria evolventei.** Evolventa este curba generată de un punct P (fig. 7.20) solidar cu dreapta PK, în timpul în care aceasta rulează fără alunecare pe un cerc de rază R_b. Din punct de vedere al teoriei rulării, generarea evolventei se încadrează în cazul în care rulanta are raza infinită, devenind dreapta PK.

Din punct de vedere geometric, cu notațiile din figură (utilizate în cinematica angrenajelor), mărimea dreptei PK este egală cu arcul AK din cauza rulării fără alunecare, ceea ce se scrie sub forma

$$\rho = \psi R_b = (\alpha + \gamma) R_b,$$

în care α este unghiul dintre raza care trece prin punctul P al evolventei și raza din punctul K de tangență a dreptei cu cercul de bază.

Triunghiul dreptunghic OKP, format de aceste două raze și de dreapta PK, permite să se scrie

$$\rho = R_b \operatorname{tg} \alpha,$$

de unde, prin reglare cu precedenta, rezultă

$$\gamma = \operatorname{tg} \alpha - \alpha,$$

unghiul γ determinînd poziția unghiulară a punctului P al evolventei în raport cu originea A a acesteia.

Remarcînd că γ este independent de raza R_b a cercului de bază, expresia de mai sus a fost denumită *funcția evolventă* [6] și se notează prin ev α (sau inv α), deci

$$\operatorname{ev} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha.$$

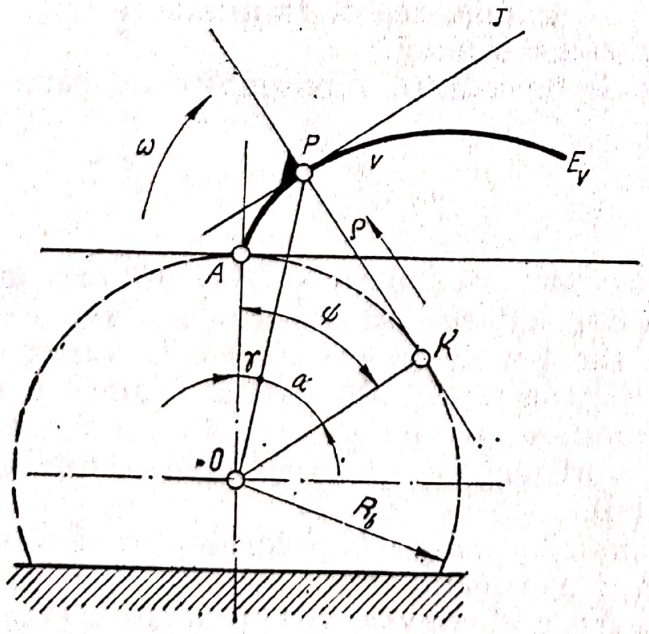


FIG. 7.20. Geometria și cinematica evolventei.

În punctul P al evolventei, dreapta PK este raza de curbură ρ a acesteia și, ca urmare, tangenta la evolventă în același punct P se obține ducînd normala T pe dreapta PK.

Se mai poate remarca că raza OK este paralelă cu tangenta T.

b. **Cinematica evolventei.** Plecînd de la ecuația geometrică a evolventei

$$\rho = (\alpha + \gamma) R_b,$$

prin derivare în raport cu timpul

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{d(\alpha + \gamma)}{dt} R_b,$$

se obține ecuația cinematică a acesteia

$$v = R_b\omega,$$

adică viteza de translație v trebuie să fie egală cu viteza tangențială $R_b\omega$, ceea ce reprezintă însăși ecuația rulării.

Din această ecuație se obține

$$\frac{v}{R_b\omega} = 1 = \text{const},$$

adică raportul celor două viteze trebuie să fie egal cu unitatea și constant, sau că

$$\frac{v}{\omega} = R_b = \text{const},$$

care scoate în evidență, după cum s-a mai remarcat, că nu există nici o restricție asupra mărimilor celor două viteze (cu mențiunea ca acestea să nu fie nici nule și nici infinite), dacă raportul lor rămîne același.

Din punct de vedere cinematic, în fig. 7.20 este reprezentat cazul din fig. 7.15, *c*, în care cercul de bază este fix dreapta avînd o mișcare de rotație de viteză ω și una de translație v, caz menționat ca neutilizat în construcția de mașini-unelte, datorită dificultăților de realizare a acestor mișcări combinate.

Celelalte două cazuri, la care dreapta se deplasează, cercul rotindu-se, respectiv dreapta fixă, cercul avînd ambele mișcări, sînt mai ușor de realizat tehnic, din care cauză (cu oarecare modificare) au și o largă utilizare.

Avînd în vedere că aceste două cazuri de rulare se deosebesc esențial prin faptul că dreapta este mobilă sau nu, este convenabil să fie denumite rulare cu *dreaptă mobilă*, respectiv rulare cu *dreaptă fixă*.

a. **Rulare cu dreaptă mobilă.** Considerînd că dreapta PK (fig. 7.21) se deplasează cu o viteză v, corespunzătoare vitezei tangențiale $R_b\omega$ a cercului, din P în P', evolventa E_v va ocupa poziția E'_v, tangenta T ajungînd în T'.

Remarcînd că noua poziție T' a tangentei este paralelă poziției inițiale T, se poate considera că tangenta T este solidarizată de dreapta PK și, ca urmare, datorită rulării, ea ajunge în T', evolventa rezultînd ca înfășurătoarea pozițiilor succesive ale tangentei în mișcare.

Dacă tangenta T reprezintă muchia așchietoare a unei scule, dotată cu viteză de așchiere pe direcția perpendiculară figurii (sau partea frontală a unei pietre de rectificat figurată prin linie-două puncte) care se deplasează pe direcția PK cu viteza v, (care pentru realizarea pro-

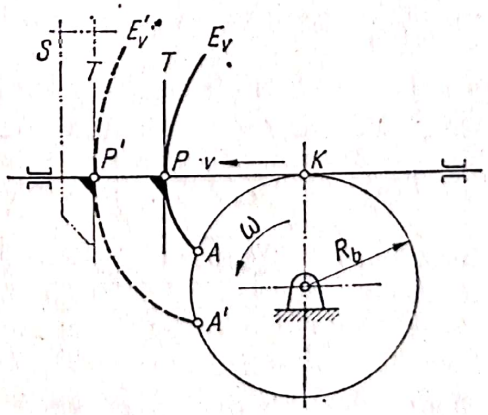


FIG. 7.21. Rulare cu dreaptă mobilă.

cesului de așchiere trebuie să fie o viteză de avans), în timp ce piesa se rotește cu viteza unghiulară ω, la distanța R_b de axa de rotație se va genera un profil evolventic.

Acest mod de generare a profilului danturii evolventice este folosit de unele mașini Maag de rectificat dantura roților cilindrice.

b. **Rularea cu dreaptă fixă.** Dreapta fiind fixă (fig. 7.22), cercul de bază se rotește cu viteza unghiulară ω și se deplasează cu viteza v, rulînd pe dreapta PK.

Tangenta T, fiind solidară cu dreapta fixă, este și ea fixă în spațiu. Evolventa rezultă în aceleași condiții ca în cazul precedent.

Acest mod de generare a evolventei nu este utilizat în generarea danturilor.

Trebuie să se facă o remarcă importantă, de natură tehnologică, care justifică neutilizarea metodelor de rulare arătate mai sus.

În ambele cazuri se poate constata că evolventa este generată numai în punctul de tangență P al muchiei așchietoare (real, de o mică porțiune a acestei muchii; generatoarea elementară), astfel că pe de o parte muchia așchietoare a sculei nu este utilizată economic, iar pe de altă parte, solicitarea muchiei așchietoare în punctul de contact, este foarte mare și deci durabilitatea acesteia — foarte mică.

Din aceste cauze, s-au adus modificări metodei de generare a evolventei după cum urmează.

7.2.2. Cinematica generării profilului evolventic

a. **Generarea profilului de dinte.** Referindu-ne la rularea cu dreaptă mobilă, să considerăm momentul în care punctul P se află la distanța OP (fig. 7.23) de centrul cercului de bază. Rularea s-a efectuat pe cercul de bază, pentru un unghi ψ, dar mai important este unghiul α pe care îl face raza PO cu raza KO.

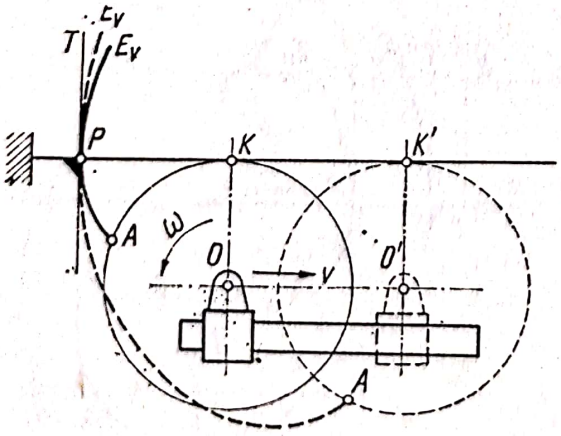


FIG. 7.22. Rulare cu dreaptă fixă.

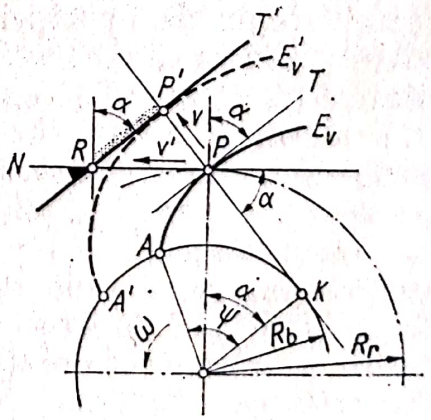


FIG. 7.23. Rulare cu dreaptă mobilă și cu tangentă înclinată.

Se consideră acest unghi constant și se continuă rularea. Tangenta T va ajunge în T', fiind solidară cu dreapta PK, deplasîndu-se paralel cu ea însăși cu viteza v, evolventa ocupînd poziția E'_v.

Se poate remarca faptul că în aceeași poziție T' poate ajunge tangentă dacă, solidarizată cu dreapta N (normală pe PO), aceasta s-ar deplasa cu viteza v', a cărei mărime rezultă din triunghiul $PP'R$

$$v' = \frac{v}{\cos\alpha}.$$

Dacă prin punctul P se duce un cerc tangent la dreapta N, se poate constata că condiția mărimii vitezei v' este îndeplinită, dacă dreapta N rulează pe cercul de rază $OP = R_r$,

Din triunghiul OKP rezultă

$$R_r = \frac{R_b}{\cos\alpha},$$

Or, dacă ambele cercuri au aceeași viteză unghiulară,

$$\omega R_r = \frac{\omega R_b}{\cos\alpha},$$

rezultă că

$$v' = \frac{v}{\cos\alpha}.$$

Ca urmare, aceeași tangentă T', solidarizată cu dreapta N sub unghiul α în raport cu normala pe N, generează aceeași evolventă, dacă N rulează pe un cerc de rază R_r, denumit *cerc de rulare*, cu condiția (care totdeauna este îndeplinită) ca

$$\frac{R_b}{R_r} = \cos\alpha.$$

După cum rezultă în acest caz generarea evolventei se face tot prin rulare, dar în loc ca rularea să aibă loc între dreapta PK și cercul de bază, are loc între dreapta NP și cercul de rulare.

Metoda prezintă mai multe calități. În primul rînd, posibilitatea de fixare a unui unghi α, denumit *unghi de angrenare* a cărui importanță este deosebită în teoria angrenării. Unghiul de angrenare este standardizat, fiind de 20° pentru angrenajele cilindrice (există însă și variante ca $14\,^1/_2°$ și 15° în țările de limbă engleză).

În al doilea rînd, se poate remarca că la generarea evolventei, în timpul deplasării muchiei așchietoare din T în T', ia parte în procesul de așchiere porțiunea $P'R$ a acestei muchii, și nu un singur punct ca în cazurile precedente.

Datorită acestor cauze, metoda are o largă utilizare la mașinile de prelucrat roți dințate cu freză-melc, cu cuțit-roată, la unele mașini de prelucrat roți dințate conice etc.

Scanned with OKEN Scanner

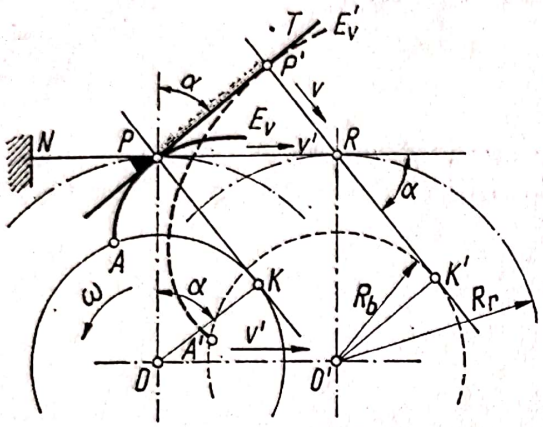


FIG. 7.24. Rulare cu dreaptă fixă și cu tangentă înclinată.

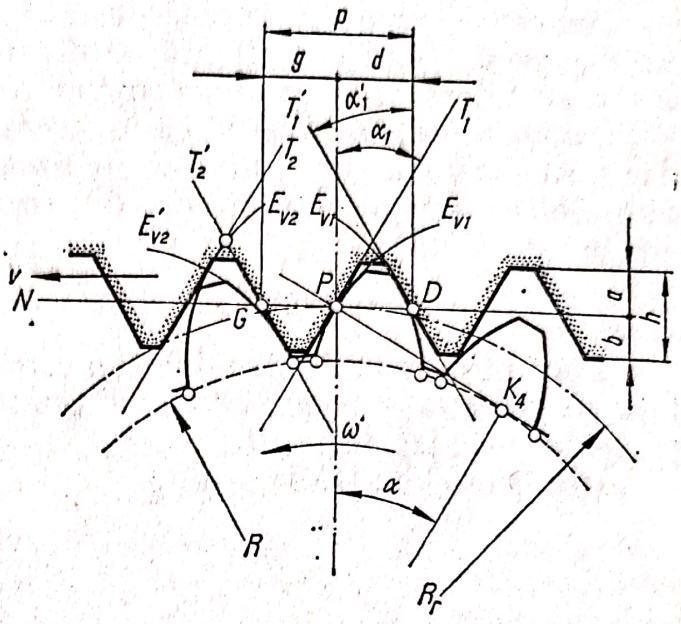


FIG. 7.25. Cremalieră de referință.

În cazul rulării cu dreaptă fixă (fig. 7.24), se poate deduce în același mod că fiind îndeplinită condiția de rulare între cercul de rulare de rază R_r și dreapta fixă NP, se obțin aceleași rezultate din punct de vedere funcțional al evolventei și tehnologic al generării ei.

Metoda este folosită la mașinile Maag de prelucrat dantura cu cuțit-pieptene, la unele mașini de rectificat dantura și la unele mașini de prelucrat roți dințate conice.

În cazul danturilor conice (v. fig. 7.19), rularea are loc între cercul rulantă R al piesei și cercul de bază B al roții plane. Cazul rulării cu dreaptă mobilă, corespunde celui în care și roata plană (care corespunde dreptei) și conul se rotesc, axele lor rămînînd fixe, iar cazul rulării cu dreaptă fixă, celui în care roata plană este fixă (ca în figură), conul avînd ambele mișcări de rotație.

b. **Generarea danturii evolventice.** Dintele unei roți dințate, avînd profilul simetric (fig. 7.25), rezultă că evolventele respective pot fi generate de două tangente T_1 și T'_1 dispuse simetric ($\alpha'_1 = -\alpha_1$) și solidarizate cu dreapta N în punctele P și D a căror distanță trebuie să fie egală cu grosimea dintelui d, adică cu jumătate din pasul p al danturii.

Pentru generarea simultană a mai multor dinți, sînt necesare mai multe perechi de tangente T_2, T'_2, T_3, T'_3, .. dispuse similar pe dreapta N, fiecare grupă de tangente fiind distanțată de precedenta prin mărimea GP egală cu lărgimea golului g dintre doi dinți. Este evident că între cele trei mărimi trebuie să existe relația

$$d + g = p,$$

în care, pentru cazuri speciale, d și g pot fi neegali (roți dințate din materiale diferite — textolit și oțel), după cum, tot în cazuri speciale, unghiurile α_1 și α_1' (în valoare absolută) pot fi neegale.

Delimitarea lungimilor tangentelor prin două drepte paralele la N, la distanțele a și b determină *cremaliera de referință*.

Pentru danturile standardizate, cremaliera de referință este stabilită prin STAS 821-63 care precizează că

$$\alpha = 20°;$$

$$\alpha_1' = \alpha_1 = \alpha/2;$$

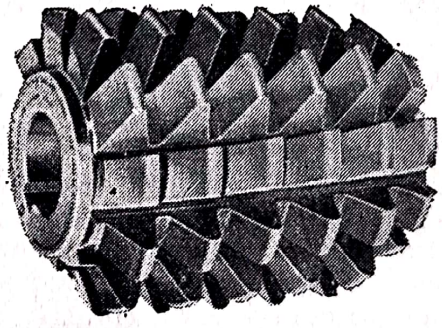
$$d = g = p/2,$$

pasul p, precum și a și b fiind funcții de modulul m, la rîndul său și acesta standardizat prin STAS 822-61.

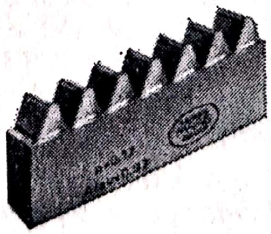
Cremaliera de referință stă la baza generării danturilor pe mașini-unelte și la baza construcției sculelor folosite pe aceste mașini.

Generarea cu dreaptă mobilă devine acum generare cu cremalieră mobilă, respectiv cu cremalieră fixă pentru cazul generării cu dreaptă fixă.

Pentru prelucrarea roților dințate cilindrice se folosesc freze-melc (fig. 7.26, *a*) și cuțite-pieptene, (fig. 7.26, *b*) ale căror profile corespund cremalierei de referință. Freza-melc generează profilul după metoda cu dreaptă



a



b

FIG. 7.26. Freză-melc și cuțit pieptene.

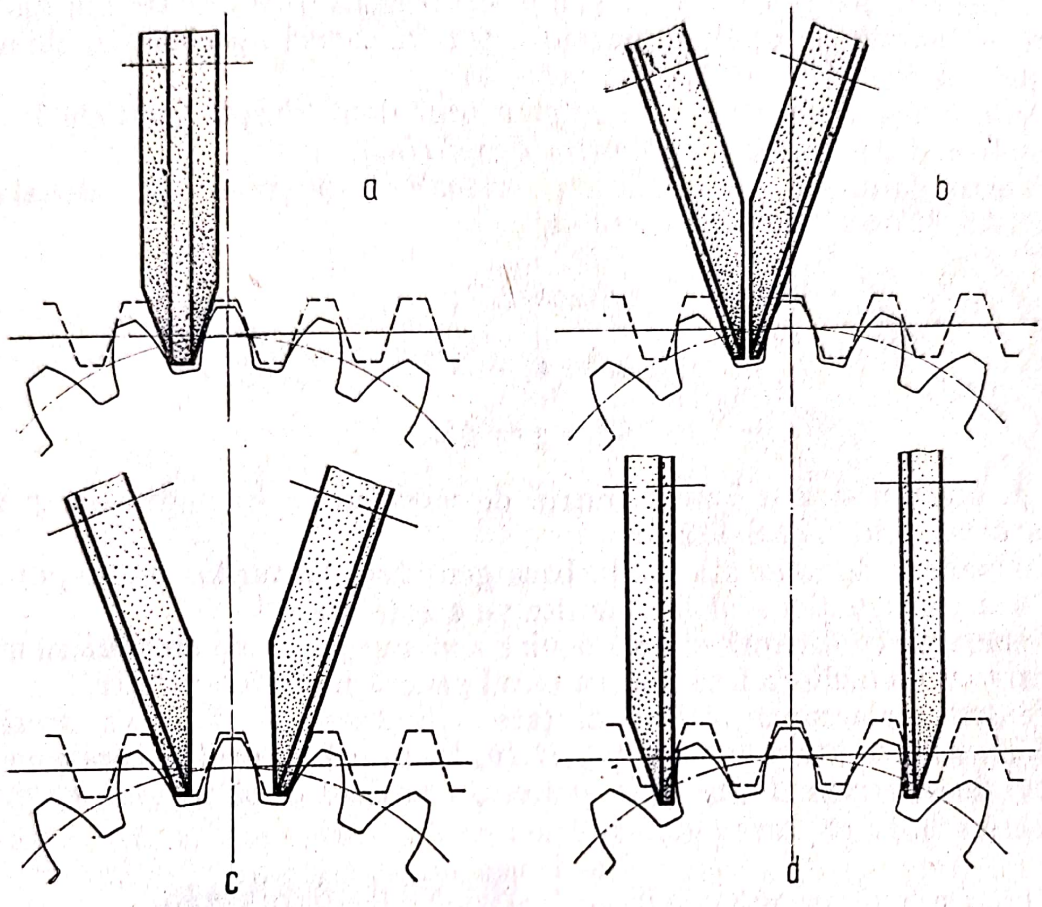


FIG. 7.27. Materializarea dintelui de cremalieră la rectificarea danturii.

mobilă, în timp ce cuțitul-pieptene, în funcție de tipul mașinii, generează profilul dintelui după metoda cu dreaptă mobilă (Parkinson) sau cu dreaptă fixă (Maag).

Pentru rectificarea danturilor se folosesc pietre abrazive avînd forma de melc (Reishauer, Matrix etc.), generînd profilul ca și freza-melc, prin dreaptă mobilă, sau una sau două pietre abrazive tip taler (fig. 7.27), rularea făcîndu-se prin metoda dreptei fixe.

Cazului particular, al rulării pe cercul de bază (v. fig. 7.21) îi corespunde rectificarea cu două pietre taler, paralele, la „cota peste n dinți" (fig. 7.27, *d*), generarea profilului evolventic avînd loc prin rulare pe dreapta fixă (Maag).

Un caz particular, care se reduce la rularea cu dreaptă mobilă este cel al mortezării cu cuțit-roată (fig. 7.28).

Cuțitul-roată, după însăși denumirea sa, are muchiile așchietoare de forma unei danturi cu profil evolventic.

Generarea unui profil de dinte evolventic cu o astfel de sculă se bazează pe proprietatea evolventei de a avea ca *curbă conjugată* tot o evolventă, astfel că evolventei E_{vS} a dintelui cuțitului-roată îi corespunde evolventa E_{vP} a dintelui piesei.

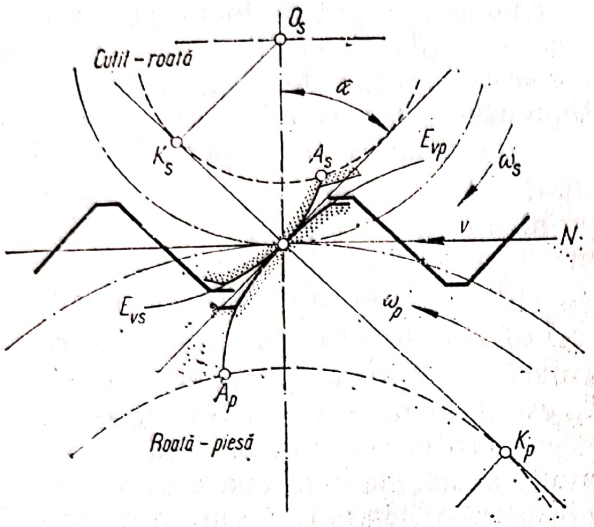


FIG. 7.28. Generarea evolventei ca curbă conjugată.

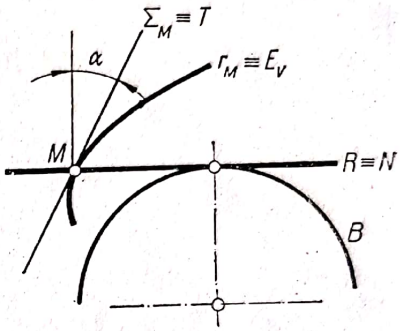


FIG. 7.29. Generarea prin rulare a altor curbe.

Cum curbele conjugate au tangenta T comună, aceasta corespunde tangentei care a determinat cremaliera de referință.

Ca urmare, cuțitul-roată și roata-piesă au aceeași cremalieră de referință, cremalieră care se deplasează cu viteza v corespunzătoare vitezelor unghiulare ω_3 și ω_P și razelor de rulare R_{rS} și R_{rP}, ceea ce duce la generarea cu dreaptă mobilă.

În cazul angrenajelor conice, profilul dintelui este determinat de profilul roții-plane care constă dintr-o cremalieră trasată pe un cilindru.

7.2.3. Generarea prin rulare a altor curbe

Generarea profilului evolventic prin rulare reprezintă cazul particular al rulării (v. fig. 7.4), în care baza B este un cerc (fig. 7.29), iar rulanta R, dreapta N tangentă la cerc.

Curba Σ_M solidară cu rulanta este tangenta T, iar ruleta obținută, evolventa E_V.

La prelucrarea unor piese pe mașini-unelte prin rulare se întîlnesc două cazuri diferite de cel al evolventei:

— cazul în care ruleta, curba care trebuie să fie generată prin rulare, nu este evolventă;

— cazul în care B nu este cerc.

Primul caz se întîlnește curent, datorită necesității de prelucrare a arborilor canelați cu caneluri cu flancurile evolventice sau paralele, caneluri triunghiulare, profile K etc.

Scanned with OKEN Scanner

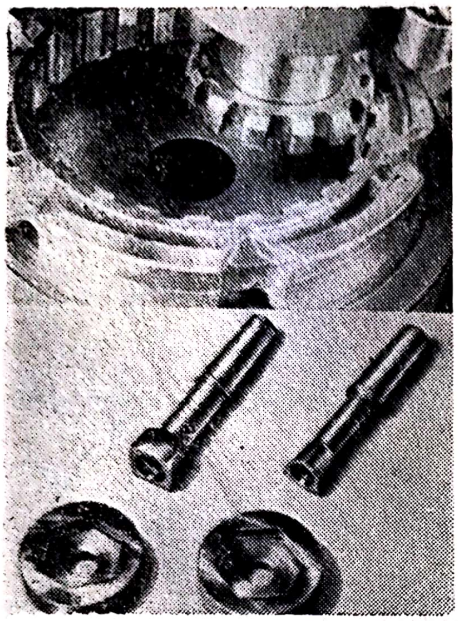


FIG. 7.30. Mortezarea prin rulare a unor găuri.

De asemenea, se pot prelucra prin rulare roțile de lanț, roțile cu profil în arce de cerc pentru ceasornice, roțile de clichet, ferăstraie-disc de dimensiuni relativ mici etc. sau prelucrarea prin mortezare a unor găuri (fig. 7.30).

În toate cazurile, problema fundamentală este o problemă de proiectare a sculei, de determinare a curbei Σ_M ca conjugată a curbei r_M care trebuie obținută prin rulare.

În cel de al doilea caz în care baza B nu este circulară, ci eliptică, spirală etc., de obicei curba Σ_M este tot o dreaptă, curbele r_M generate fiind tot evolvente, astfel că profilul sculei este cel obișnuit. Problema care apare în acest caz este aceea a rulării fără alunecare a dreptei R pe baza respectivă, astfel încît aceasta este o problemă de cinematică a mașinii-unelte, care se rezolvă de la caz la caz, urmărindu-se să se obțină ca viteza de deplasare a dreptei R să fie identică cu viteza tangențială la curba B.

7.3. STRUCTURA ȘI REGLAREA LANȚULUI CINEMATIC DE RULARE

7.3.1. Structură

În procesul de generare a suprafețelor prin rulare pe mașini-unelte, scula este totdeauna solidară cu rulanta, iar piesa solidară cu baza. Justificarea rezidă în faptul că profilul generat, ruleta, aparținînd piesei, acesta din urmă trebuie să posede aceeași mișcare ca și baza.

Curbele folosite în rulare pot fi oarecare, însă, după cum s-a arătat, posibilitățile tehnice duc la utilizarea largă a curbelor circulare și rectilinii, realizabile comod pe cale cinematică, sub formă de traiectorie circulară, respectiv rectilinie, cu mecanismele obișnuite, angrenajul pentru mișcarea circulară și mecanismul cu șurub-piuliță pentru mișcarea rectilinie.

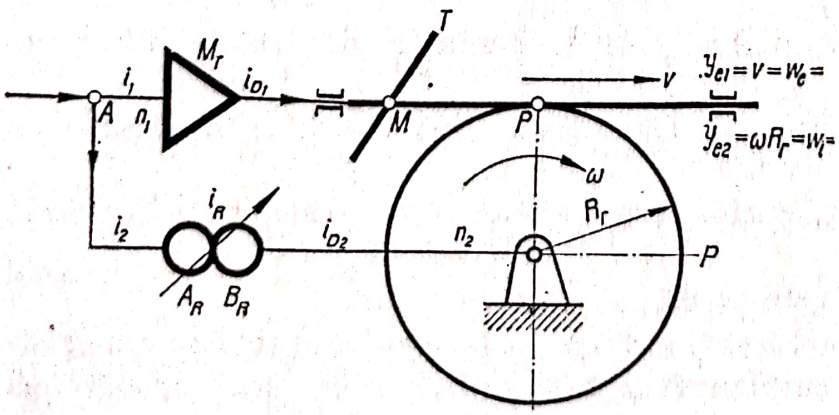


FIG. 7.31. Lanțul cinematic de rulare cu dreaptă mobilă.

Lanțul cinematic de rulare în cazul rulării cu dreaptă mobilă (fig. 7.31)

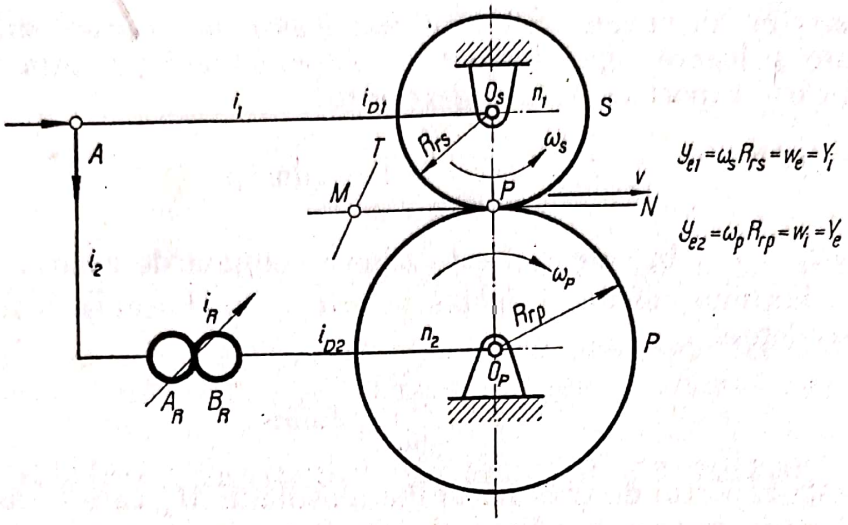


FIG. 7.32. Lanțul cinematic de rulare a două cercuri.

este simplu, rezultînd din asocierea a două lanțuri în paralel, printr-o legătură cinematică a capetelor de intrare în A, asigurînd la capetele de ieșire, pe traiectoriile necesare, vitezele v și ωR_r egale și de același sens.

În afara mecanismelor cu raport de transmitere fix i_1, i_2 lanțul cinematic de rulare conține mecanismul de reglare, totdeauna realizat prin roțile de schimb A_R, B_R, precum și mecanismul M_T de transformare a mișcării circulare în mișcare rectilinie, mecanism care este, de obicei, un șurub-piuliță.

În fig. 7.32 este reprezentat cazul particular al rulării a două cercuri cu o dreaptă mobilă comună, lanț cinematic și mai simplu decît în cazul precedent, datorită lipsei mecanismului M_T de transformare a mișcării circulare în rectilinie.

În cazul rulării cu dreaptă fixă (fig. 7.33) se regăsesc, în schema structurală, aceleași mecanisme ca și în cazul rulării cu dreaptă mobilă.

În realitate însă, după cum rezultă din capitolul următor, datorită necesității de repetare a curbei generate, lanțurile cinematice de rulare mai conțin mecanisme, sau sînt obligatoriu dotate cu lanțuri cinematice auxiliare de divizare.

Lanțul cinematic de rulare este un lanț cinematic

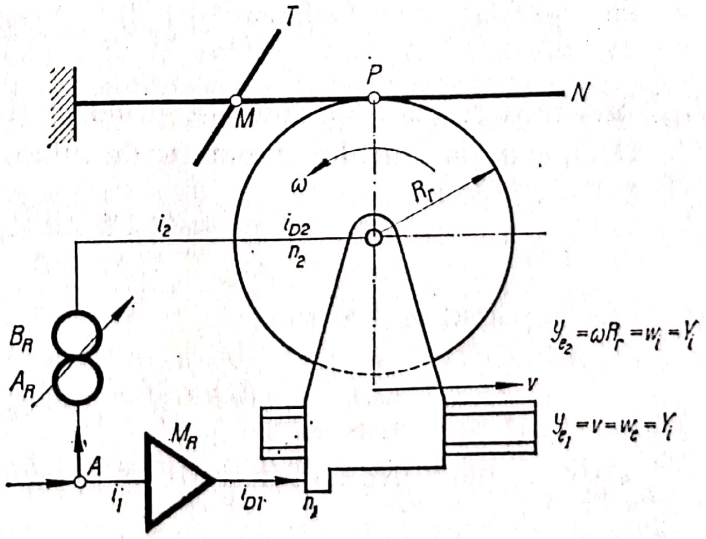


FIG. 7.33. Lanțul cinematic de rulare cu dreaptă fixă.

închis format din două lanțuri cinematice legate în A printr-un mecanism fizic oarecare și legate rigid cinematic la capetele de ieșire prin mecanismul fictiv W al cărui raport de transmitere este

$$i_W = \frac{v}{\omega R_r} = 1 = \text{const},$$

dacă $v = \omega R_2 = v_{rul}$ în care v_{rul} este viteza comună de rulare.

Ecuația lanțului cinematic închis se scrie (ținînd seama de notațiile din figurile precedente)

$$Y_e = Y_i \frac{1}{i_{D1} i_1} i_2 i_R i_{D2},$$

în care i_{D1} este raportul de transfer al mecanismului M_T care transformă mișcarea circulară în mișcare rectilinie de viteză v, iar i_{D2}, raportul de transfer de la capătul de ieșire care de asemenea transformă mișcarea circulară, în mișcare rectilinie de viteză ωR_r.

Ca urmare,

$$i_{D1} = p = \frac{v_{rul}}{n_1},$$

$$i_{D2} = 2\pi R_r = \frac{v_{rul}}{n_2},$$

pentru cazul general în care mișcarea de rotație n_1 este transformată în mișcare de translație printr-un mecanism cu șurub-piuliță avînd pasul p.

În cazul particular al fig. 7.32, rezultă evident

$$i_{D1} = 2\pi R_{rS} = \frac{v_{rul}}{n_1},$$

R_{rS} fiind raza cercului de rulare a sculei (cuțit-roată).

Deci, ecuația lanțului cinematic de rulare se poate scrie

$$Y_e = Y_i \frac{i_2}{i_1} \cdot \frac{2\pi R_r}{p} i_R,$$

de unde, raportul de transfer

$$i_R = \frac{Y_e}{Y_i} \cdot \frac{i_1}{i_2} \cdot \frac{p}{2\pi R_r}.$$

Datorită mecanismului fictiv W de închidere a lanțului cinematic, rezultă

$$\frac{Y_e}{Y_i} = \frac{1}{i_w} = \frac{\omega R_r}{v} = \frac{2\pi R_r n_2}{p n_1}$$

astfel că expresia raportului de transfer devine, după simplificările necesare

$$i_R = \frac{i_1}{i_2} \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

sau

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{n_2}{n_1},$$

adică *formula de calcul a roților de schimb* în care C_R este constanta lanțului cinematic de rulare.

Formula de calcul este generală și deci aplicabilă oricărei mașini de prelucrat prin rulare, roți dințate (cilindrice sau conice), arbori canelați etc.

7.3.2. Reglarea lanțurilor cinematice de rulare

a. **Repetarea profilului.** (Divizarea). Prelucrarea danturii unei roți dințate nu se rezumă la generarea profilului unui dinte, ci implică repetarea acestei generări de z_P ori, z_P fiind numărul de dinți ai roții în cauză.

Operația de divizare este o operație auxiliară (v. Vol. II) și are aplicații numeroase printre care și la prelucrarea danturilor. De altfel, după cum se va vedea în unele cazuri, repetarea profilului nu cere și nu implică o operație de divizare propriu-zisă.

Pentru repetarea profilului de z_P ori, este necesar un număr identic de perechi de tangente (v. fig. 7.25), dispuse pe dreapta N la distanțe egale cu pasul p al danturii, ceea ce înseamnă necesitatea unui același număr dublu de muchii așchietoare.

Cum z_P este în genere mare, realizarea unei astfel de scule este prohibitivă (fără a mai lua în considerare gabaritul mașinii-unelte pe care ar trebui manevrată o asemenea sculă).

Din această cauză, sculele cu profil de cremalieră se construiesc cu un număr limitat de dinți [în cazul rectificării (v. fig. 7.27) chiar numai cu un singur dinte], prelucrarea efectuîndu-se numai pentru generarea unui singur dinte, după care urmează operația de divizare și apoi repetarea generării noului dinte și așa mai departe.

Prin divizare se înțelege împărțirea unui cerc într-un număr întreg de părți z_P a căror mărime este denumită *pas*

$$p = \frac{2\pi R_r}{z_P}.$$

Există și cazuri în care z_P nu este întreg, de exemplu în cazul unor sectoare dințate, sau în cazul roții-plane a angrenajelor conice.

Pe de altă parte, freza-melc (fig. 7.26, *a*), avînd într-o secțiune axială un profil de cremalieră, are proprietatea — comună oricărui șurub — ca pentru o rotație, profilul din această secțiune să se deplaseze cu un pas.

Ca urmare, este suficient ca freza melc să facă z_P rotații ca să poată genera întregul număr de dinți al roții. Din această cauză, mașinile-unelte

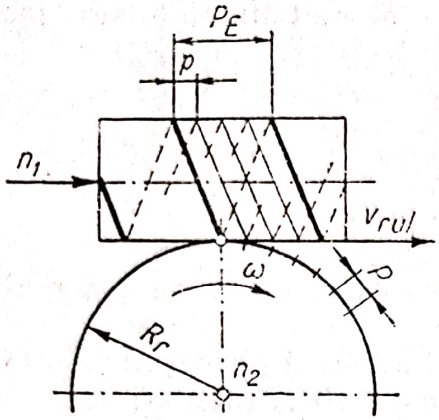


FIG. 7.34. Viteza de rulare în cazul frezei-melc.

care lucrează cu freză-melc nu au nevoie de lanțuri de divizare.

Lipsa lanțului cinematic de divizare se regăsește și la mașinile prelucrînd dantura cu cuțit-roată, deoarece acesta prin rotire, angrenează cu o cremalieră imaginară, a cărei mărime evident poate fi oricît de mare, numărul său de dinți fiind dat de produsul $z_S n_S$, numărului de dinți al cuțitului-roată cu turația sa.

Cum cu această cremalieră imaginară angrenează și roata-piesă, este evident că existența unui mecanism de divizare nu mai este necesar.

Se obișnuiește totuși să se vorbească în ambele cazuri de o *divizare continuă*, spre deosebire de cazurile precedente în care apare evidentă *divizarea discontinuă*, prin oprirea ciclului de prelucrare și reluarea lui după efectuarea divizării.

b. **Reglarea în cazul divizării continue.** *Freza-melc.* În cazul frezei-melc, dantura acesteia este dispusă după o elice cilindrică (fig.7.34) de pas P_E sau după un număr de k_S elice, în cazul unei freze melc cu k_S începuturi, din care cauză

$$P_E = k_S p.$$

În mod normal, dintr-un număr de cauze care nu pot fi tratate aici, $k_S = 1$, pasul p fiind al danturii roții ce urmează a fi prelucrată, deci

$$P_E = k_S \pi m,$$

în care m este modulul danturii.

Viteza de deplasare a profilului cremalierei, adică viteza de rulare va fi

$$v_{rul_1} = P_E n_1 = k_S \pi m n_1.$$

Pe de altă parte, aceeași viteză de rulare se obține ca viteză tangențială la cercul de rază R_r, deci

$$v_{rul_2} = 2\pi R_r n_2 = \pi m z_P n_2$$

căci $2\pi R_r = p z_P = \pi m z_P$.

Din aceste două relații rezultă că

$$n_1 = \frac{v_{rul_1}}{k_S \pi m}$$

$$n_2 = \frac{v_{rul_2}}{\pi m z_P}$$

și, ca urmare, deoarece $v_{rul_1} = v_{rul_2}$, formula de calcul a roților de schimb în cazul lanțurilor cinematice de rulare, folosind freze-melc, este

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{k_S}{z_P},$$

în care, pentru frezele-melc cu un singur început, $k_S = 1$.

La mașinile-unelte, prelucrînd dantura cu cuțit-roată (v. fig. 7.32), viteza de rulare la cercul de rulare al cuțitului roată va fi

$$v_{rul_1} = 2\pi R_{rS} n_1 = \pi m z_S n_1,$$

în timp ce v_{rul_2}, la roata-piesă are aceeași expresie ca în cazul precedent, de unde rezultă că

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{z_S}{z_P}.$$

Ambele formule de calcul a roților de schimb sînt valabile nu numai pentru roți dințate, ci și pentru prelucrarea altor profile, de exemplu arbori canelați, roți de clichet etc., cazuri în care k_S reprezintă numărul de începuturi ale frezei-melc (respectiv numărul de profile z_S pe cuțitul-roată, de exemplu în fig. 7.30 jos sînt reprezentate două cuțite-roată avînd $z_S = 3$, respectiv 4 profile) iar z_P — numărul de profile care trebuie obținut pe piesă (numărul de caneluri, de dinți al roții de clichet etc.).

Aceeași divizare continuă se regăsește la mașinile de prelucrat roți cu dantură eloidă.

c. **Reglarea în cazul divizării discontinue.** Mașinile-unelte folosind cuțite-pieptene sau discuri abrazive tip taler (sau farfurie), cuțitele și capetele de frezat ale mașinilor de prelucrat roți conice, necesită repetarea ciclului de generare a profilului dintelui, după fiecare dinte (în cazuri particulare, într-un ciclu pot fi prelucrați doi dinți cu cuțitul-pieptene dacă modulul este mic).

În cazul mașinilor generînd profilul cu dreaptă mobilă și cuțit-pieptene (fig. 7.35), în lanțul cinematic de rulare se află și roțile de divizare $A_D B_D$ care o dată calculate pentru un z_P dat, acestea intervin în lanțul cinematic de rulare ca un raport de transmitere constant, intrînd în constanta C_R a formulei de calcul a roților de schimb.

Ciclul de lucru constă în două faze distincte:

— c u r s a d e l u c r u, în care inversorul *I* fiind pe poziția *1* și cuplajul *C* de asemenea pe *1*, cuțitul-pieptene se deplasează spre dreapta cu viteza de avans w, pe distanță de un pas.

— c u r s a d e î n a p o i e r e r a p i d ă, în care inversorul fiind în poziția *2* și cuplajul *C* tot în *2*, numai scula se deplasează rapid spre stînga cu viteza rapidă v_r, pe distanța de un pas.

În cursa de înapoiere rapidă, se transmite de către mecanismul de divizare M_D, totdeauna un număr foarte precis de rotații, totalizînd totdeauna un același unghi α_D. Acest număr de rotații este transformat de roțile de

Scanned with OKEN Scanner

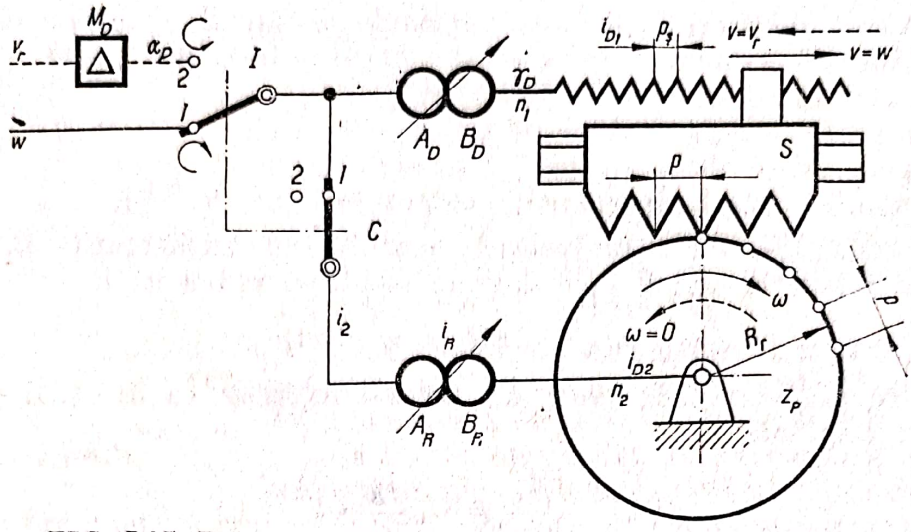


FIG. 7.35. Rulare cu dreaptă mobilă și cu divizare periodică.

divizare A_DB_D într-un alt număr de rotații γ_D în funcție de numărul de dinți z_P al roții, după egalitatea

$$\gamma_D p_ș = \frac{2\pi R_r}{z_P} 360^\circ$$

determinată de necesitatea ca deplasarea cuțitului roată să fie egală cu un pas al danturii.

Ecuația de transfer a lanțului cinematic de rulare va fi în acest caz

$$Y_e = Y_i \frac{1}{i_{D1}} \cdot \frac{B_D}{A_D} \cdot \frac{1}{i_1} i_2 \frac{A_R}{B_R} i_{D2},$$

în care, $i_{D1} = p$ pasul șurubului conducător, iar $i_{D2} = 2\pi R_r$.

Ca urmare,

$$\frac{A_R}{B_R} = \frac{Y_e}{Y_i} \cdot \frac{i_1}{i_2} \cdot \frac{A_D}{B_D} \cdot \frac{p_s}{2\pi R_r}.$$

Datorită condiției de rulare, mecanismul fictiv de închidere a lanțului cinematic are raportul de transfer

$$i_w = \frac{Y_i}{Y_e} = 1 = \text{const.}$$

Deci formula de reglare capătă forma (pentru un z_P dat)

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{p_s}{2\pi R_r} = C_R \frac{p_s}{\pi m z_P}.$$

Prezența lui π la numitor face dificilă calcularea roților de schimb, fiecare calcul soldîndu-se cu erori diferite de pas. Această situație se elimină, construindu-se șurubul conductor cu un pas multiplu de π

$$p_ș = k_ș \pi,$$

Scanned with OKEN Scanner

în care $k_ș$ este un număr întreg. Formula capătă astfel o formă mai simplă

$$\frac{A_R}{B_R} = C'_R \frac{k_ș}{mz_P}.$$

Datorită roților de divizare, a căror formulă de calcul este

$$\frac{A_D}{B_D} = \frac{\gamma_D}{\alpha_D} = \frac{k_P}{\pi m p_ș}.$$

și care intervine în constanta C'_R sub formă inversă modulului, același modul m apare la numărător, astfel încît el se simplifică, expresia formulei de calcul a roților de rulare devenind

$$\frac{A_R}{B_R} = C'_R \frac{k_ș}{z_P},$$

în care s-a menținut constanta $k_ș$ pentru a se putea constata asemănarea acestei formule cu aceea rezultată în cazurile precedente ale frezei-melc și cuțitului-roată.

În cazul mașinilor-unelte, generînd profilul prin rulare pe dreaptă fixă (fig. 7.36) cu cuțit-pieptene (Maag), fazele ciclului de prelucrare a unui dinte se reproduc întocmai ca în cazul precedent, cu singura deosebire că piesa-roată are ambele mișcări — de rotație și de translație.

Formula de reglare a lanțului cinematic de rulare se deduce similar și este identică cu precedenta.

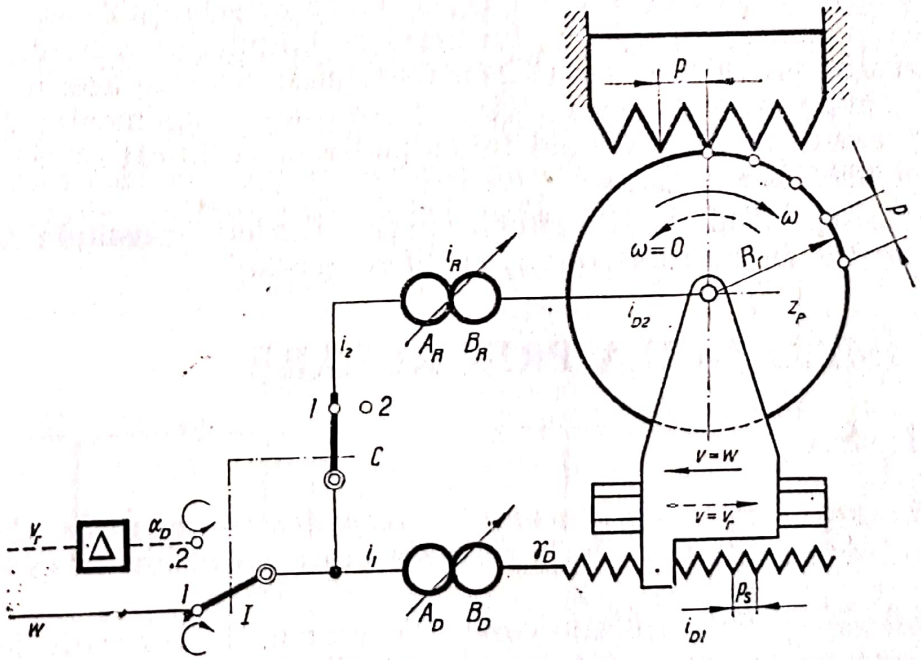


FIG. 7.36. Rulare cu dreaptă fixă și cu divizare periodică.

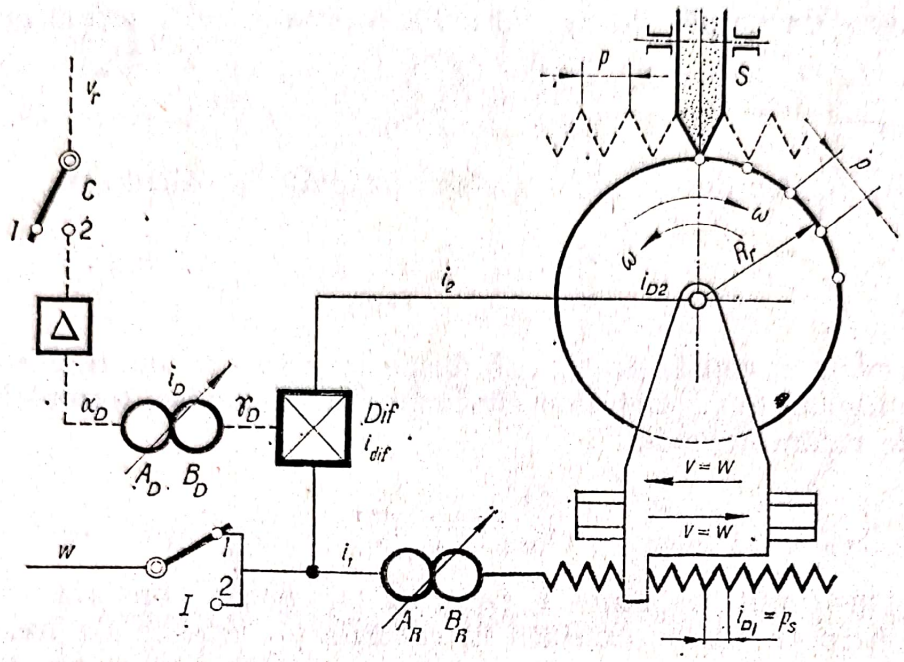


FIG. 7.37. Rulare la mașinile de rectificat dantura.

La mașinile de rectificat dantura, pentru a se elimina posibilitatea de apariție a erorilor de pas datorită întreruperii lanțului cinematic prin cuplajul C, mișcarea de divizare, la unele mașini-unelte, se introduce în acesta prin intermediul unui diferențial *Dif* (fig. 7.37).

Ciclul de lucru se efectuează într-o cursă dublă (stînga-dreapta) cu aceeași viteză de avans w. La capătul uneia dintre cursele duble, se introduce rotația suplimentară de unghi γ_D, furnizată de lanțul cinematic de divizare, ca și în cazurile precedente, astfel încît roata-piesă (care în acel moment nu se află în contact cu piatra de rectificat S) se rotește suplimentar de un pas unghiular, ceea ce face ca la contactul cu piatra de rectificat să se reia ciclul de lucru pentru un nou dinte.

Formula de calcul va fi identică cu precedentele, constanta C_D conținînd și raportul de transmitere i_{Dif} al diferențialului.

7.4. IMPRIMAREA PRIN RULARE

7.4.1. Scop

Imprimarea prin rulare înseamnă *transpunerea unei curbe plane pe o suprafață spațială* care poate rula fără alunecare pe planul în care se află curba.

Suprafețele spațiale utilizate curent în construcția de organe de mașini, care pot rula pe un plan, sînt suprafețele cilindrice (v. fig. 7.18) și conice

(v. fig. 7.19). Curbele plane devin, prin transpunere prin imprimare, curbe spațiale; de exemplu, în fig. 7.18, dreapta D generează prin imprimare elicea D'.

Dacă dreapta D ar fi fost paralelă cu axa de rotație a cilindrului (deci pentru $\beta = 0$) atunci pe cilindru s-ar fi imprimat tot o dreaptă.

Să considerăm că, solidar cu dreapta din planul de rulare, se află un profil de cremalieră (fig. 7.38) într-un plan normal pe precedentul.

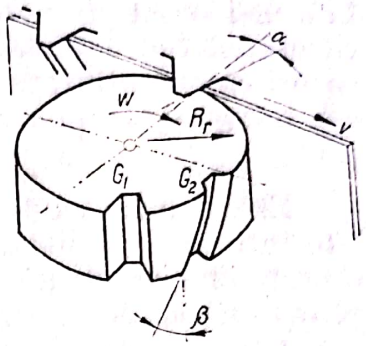


FIG. 7.38. Imprimarea prin rulare.

Prin rulare, se vor genera cele două evolvente ale golului G_1 dintre doi dinți. În același timp însă, se va imprima în lungul cilindrului forma golului pe direcție rectilinie.

Dacă dreapta din planul de rulare este înclinată de un unghi oarecare β, același profil de cremalieră va genera ca și în cazul precedent un gol G_2 cu profile de evolventă, însă în lungul cilindrului acest profil va avea direcția unei elici de înclinare β.

Ca urmare, imprimarea prin rulare permite realizarea pe cale cinematică, a unor traiectorii *directoare*, spre deosebire de rularea în plan care permite obținerea curbelor *generatoare*.

7.4.2. Rularea cilindru-plan

Ca și în cazul rulării a două curbe plane, la rularea spațială există trei posibilități de mișcare relativă dintre plan și corpul care rulează:

— planul mobil cu mișcare de rotație și translație, corpul fix;

— planul cu mișcare de translație, corpul cu mișcare de rotație (fig. 7.39, stînga);

— planul fix, corpul cu mișcare de rotație și translație (fig. 7.39, dreapta).

Un plan care ar secționa normal pe axa de rotație corpul și planul ar conține urmele acestora sub forma unui cerc și a unei drepte, reeditînd

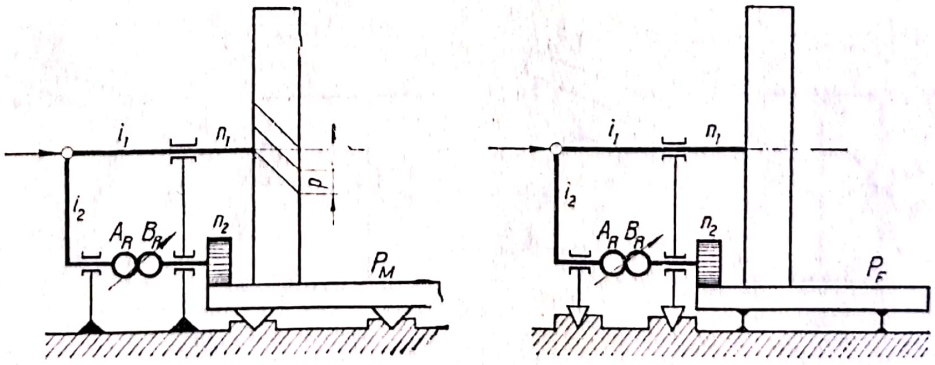


FIG. 7.39. Rulare cilindru-plan.

întocmai cele trei cazuri de rulare plană. Datorită asemănării, ca şi faptului că primul caz de rulare prezintă dificultăţi tehnice de realizare, cele două cazuri curent utilizate se vor denumi:

— rulare cu plan mobil (fig. 7.39, stînga);

— rulare cu plan fix (fig. 7.39, dreapta).

Este evident că dacă pe planul de rulare se vor afla curbe identice, decalate între ele cu distanţa p, acestea se vor transpune cu acelaşi decalaj p (însă în lungime de arc de cerc) pe corpul de rotaţie, ceea ce corespunde *diviză rii continue* de la rularea plană.

Divizarea discontinuă se poate realiza, ca şi în cazul rulării plane, menţinînd fix unul din cele două elemente în rulare şi realizînd o deplasare de mărime p a celuilalt element.

Realizarea rulării între plan şi cilindru implică existenţa unui lanţ cinematic de rulare, a cărui structură şi reglare sînt identice cu cele ale lanţului cinematic de rulare plană.

Rularea cilindru-plan este utilizată la multe maşini de prelucrat danturi cilindrice cu dinţi drepţi şi înclinaţi prin mortezare (Maag) sau rectificare (Niles, Maag).

7.4.3. Rularea con-plan

Rularea între un con şi un plan (fig. 7.40) capătă un aspect puţin diferit de rularea cilindru-plan, datorită faptului că mişcarea de translaţie a planului se transformă în mişcare de rotaţie în jurul unei axe care este concurentă cu axa de rotaţie a conului.

Porţiunea de plan corespunzătoare capătă denumirea de *roată-plană* şi are o deosebită importanţă în generarea danturilor conice pe maşini-unelte.

Şi în acest caz roata plană se poate roti (v. fig. 7.40, stînga), ceea ce corespunde unei rulări cu dreaptă mobilă, fiind şi denumită rulare cu *roată plană mobilă*. Al doilea caz, utilizabil în tehnică, este cel al rulării cu *roată plană fixă* (v. fig. 7.40, dreapta) care corespunde rulării plane cu dreaptă fixă

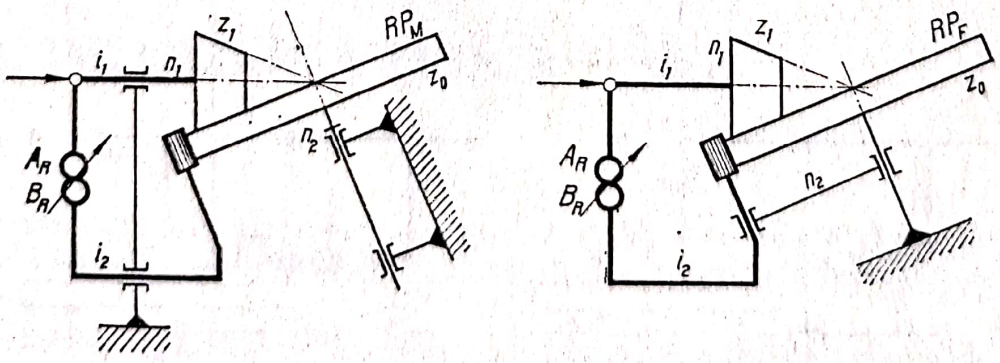


FIG. 7.40. Rulare con-plan.

Din punct de vedere al structurii și reglării lanțului cinematic de rulare dintre con și roata-plană, acestea sînt similare rulării cilindru-plan și rulării plane.

Rularea con-plan este specifică tuturor mașinilor de prelucrat roți dințate conice.

7.4.4. Rularea cu benzi

Pentru obținerea rulării, se folosește, în unele construcții de mașini pentru prelucrat dantura, un mecanism denumit cu tambur și benzi.

La originea acestuia stă de fapt angrenajul cu pinion cremalieră (fig. 7.41), la care, dacă pinionul capătă o mișcare de translație de viteză v, cercul de rulare de rază R_r rulează pe linia de rulare NN a cremalierei, datorită transformării mișcării de translație în mișcare de rotație prin legătura de angrenare dintre pinion și cremalieră, care permite să se scrie că

$$\omega R_r = v,$$

deci condiția de rulare fără alunecare, cu dreaptă (cremalieră) fixă. Situația este întrutotul asemănătoare celei din fig. 7.33, însă cu lipsa lanțului cinematic de rulare.

Dacă solidar cu axa pinionului se află o roată-piesă avînd aceeași rază de rulare, o piatră de rectificat S, cu profil trapezoidal, de înclinare corespunzătoare tangentei T, va genera un profil de dinte în evolventă.

Mecanismul cu pinion-cremalieră, datorită erorilor de execuție a danturii a jocului dintre fus-lagăr etc., nu poate asigura menținerea constantă a condiției de rulare, din care cauză pinionul a fost înlocuit printr-un tambur T (fig. 7.42) de care sînt fixate două benzi metalice subțiri B_1 și B_2, la rîndul

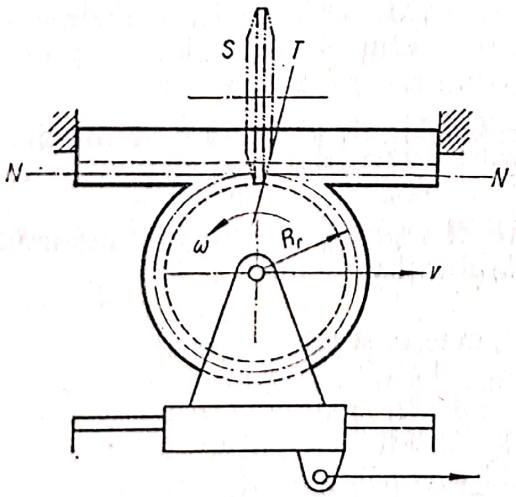


FIG. 7.41. Rulare pinion-cremalieră.

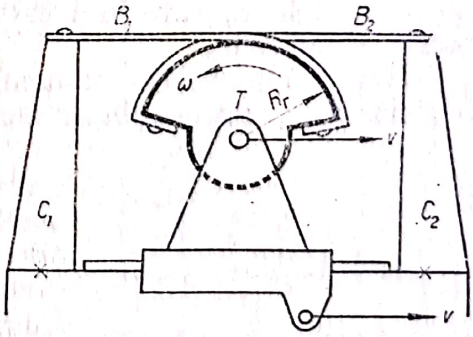


FIG. 7.42. Rulare cu benzi pe tambur.

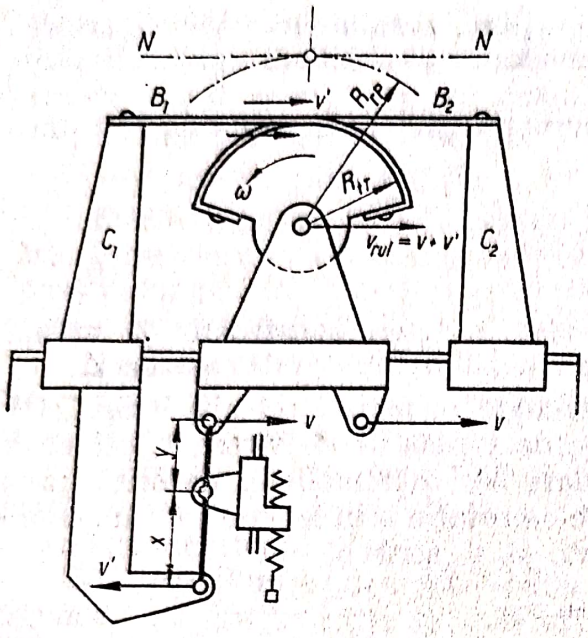


FIG. 7.43. Reglarea vitezei de rulare.

lor fixate de coloanele C_1 și C_2. Dispozitive de întindere a benzilor (nefigurate în schemă) asigură un contact perfect între benzi și tambur, astfel că se realizează o rulare fără alunecare în condiții optime.

Sistemul prezintă însă unele dezavantaje tehnice și economice, datorită faptului că raza de rulare a tamburului trebuie să fie egală (cu toleranțe minime) cu raza de rulare a roții-piesă supusă prelucrării.

Expresia acesteia fiind

$$R_r = \frac{mz}{2},$$

depinde de produsul mz și, ca urmare, pentru fiecare produs mz trebuie să existe cîte un tambur, deci mașina respectivă trebuie însoțită de un mare număr de tambure, accesorii costisitoare.

Se reduce în oarecare măsură numărul acestora, folosind benzi auxiliare, de grosime calibrată, care se introduc liber între tamburul T și benzile fixe B_1 și B_2.

O soluționare parțială în reducerea numărului de tambure constă în construcția schematizată în fig. 7.43, care, pentru a realiza viteza de rulare a roții-piesă de rază R_{rP} mai mare decît raza R_{rT} de rulare a tamburului, se însumează vitezei v o viteză suplimentară v' obținută din viteza v prin intermediul pîrghiei de brațe x și y

$$v' = \frac{y}{x} v.$$

Viteza suplimentară v' se transmite coloanelor C_1 și C_2, deci și benzilor B_1 și B_2, coloane care în această construcție nu mai sînt fixe, ci se pot deplasa pe ghidaje.

Mărimea vitezei suplimentare v' poate fi reglată, modificînd raportul brațelor x și y prin deplasarea centrului 0 de rotație.

Scanned with OKEN Scanner

8. LANȚURI CINEMATICE PENTRU GENERAREA SUPRAFEȚELOR COMPLEXE

8.1. COPIEREA

8.1.1. Caracteristicile geometrice și cinematice ale generării suprafețelor complexe

Pentru generarea suprafețelor pieselor pe mașinile-unelte, se folosesc, după cum s-a arătat în „Teoria generării suprafețelor", curbe generatoare și directoare materializate sau cinematice simple: dreapta și cercul ale căror combinații permit obținerea marei majorități a curbelor plane și spațiale, necesare prelucrării celor mai variate piese.

Totuși există o categorie de suprafețe care nu pot fi realizate numai prin combinarea celor două curbe citate, ca de exemplu, suprafețele unor matrițe de forjare, a matrițelor de formare a carcaselor auto sau pentru alte scopuri, a elicelor pentru nave sau avioane etc., suprafețe ale căror curbe generatoare, fie că nu se pot exprima analitic, fie că această exprimare fiind foarte complexă, nu permite obținerea suprafețelor decît cu foarte mari erori, și în majoritatea cazurilor foarte neeconomic, prin metodele cinematice obișnuite.

Suprafețele și curbele care generează suprafețele citate, sînt denumite *complexe*. Curbele generatoare complexe se trasează în desenul piesei, prin puncte, indicîndu-se prin coordonate poziția acestora în raport cu un sistem de referință.

Astfel (fig. 8.1) o curbă plană Σ, neexprimabilă analitic, poate fi reprezentată prin coordonatele punctelor A, B, ..., N, ... într-un sistem de coordonate rectangular sau polar.

Geometric, unui punct N îi corespund coordonatele x_N, y_N.

Cinematic, dacă curba este generată printr-o mișcare în sensul AN, în punctul N viteza acestei mișcări trebuie să fie v_N pe direcția tangentei T în N la curbă. Ea poate fi descompusă pe direcțiile x și y astfel încît să determine mărimile și sensurile a două viteze v_{xN} și v_{yN},

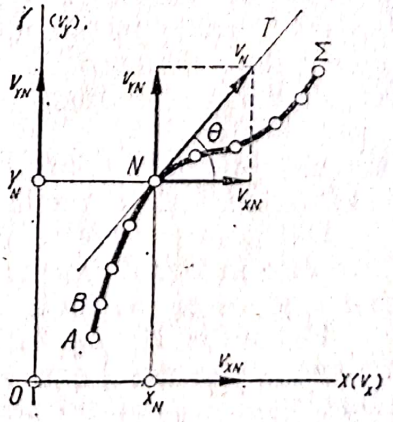


FIG. 8.1. Curbă plană exprimată prin puncte.

care, realizate de lanțurile cinematice ale mașinii-unelte, să asigure obținerea vitezei v_N și deci, generarea cinematică a curbei în cauză.

Pentru generarea suprafețelor pe mașina-unealtă, viteza v_N poate fi o viteză de așchiere sau de avans și ca atare, din considerente tehnologice, mărimea acesteia trebuie să fie constantă în tot timpul procesului de așchiere:

$$v_N = \text{const.}$$

Deoarece

$$v_{yN} = v_N \sin \theta$$

$$v_{xN} = v_N \cos \theta,$$

rezultă că atît v_{xN} cît și v_{yN} sînt funcții de mărimea unghiului θ și că raportul acestora

$$\frac{v_{yN}}{v_{xN}} = \operatorname{tg} \theta \neq \text{const}$$

este *continuu variabil*.

Or este știut că realizarea acestei condiții, impusă de procesul de așchiere nu este posibilă folosind mecanismele și lanțurile cinematice studiate în capitolele precedente, la care mărimile vitezelor care interveneau în realizarea unei traiectorii cinematice oarecare (de exemplu elicea) se aflau tot timpul într-un raport constant și la care problema principală consta în *menținerea constantă* a acestui raport.

În cazul curbelor complexe, pentru realizarea unui raport variabil între cele două viteze, se folosesc lanțuri cinematice de construcție adecvată, denumite *lanțuri cinematice de copiere* (de reproducere sau de urmărire).

8.1.2. Mărimea de intrare și generarea ei

Pentru a genera la capătul de ieșire al unui lanț cinematic o mișcare rectilinie de viteză variabilă, de exemplu $v_{yN} = v_N \sin \theta$ (mișcare necesară deplasării sculei în timpul procesului de așchiere), la capătul de intrare a acestui lanț cinematic se poate introduce de exemplu o mișcare (rectilinie sau circulară) cu viteză constantă, urmînd ca anumite mecanisme ale lanțului cinematic să o transforme conform expresiei lui v_{yN}. Această soluție prezintă dificultăți tehnice (și economice) foarte mari, chiar dacă s-ar cunoaște legea de variație a unghiului θ, ceea ce nu este totdeauna posibil.

Din aceste cauze se utilizează o metodă mai comodă care constă în a introduce în lanțul cinematic, o mărime de intrare care să varieze după aceeași lege ca și mărimea de ieșire.

Fie curba Σ_e (fig. 8.2) o traiectorie generatoare sau directoare pe care trebuie să se deplaseze scula S, cu viteza v_{Ne} determinată de parametrii tehnologici. Să considerăm că putem realiza într-un mod oarecare curba Σ_i, de exemplu printr-un șablon, identică cu Σ_e, astfel că un sesizor D al lanțului cinematic D, LC, S, care se deplasează pe direcția x_i cu viteza v_{xi}

oarecare, urmărește această curbă. Ca urmare, sesizorul D se va deplasa pe direcția y_i cu viteza v_{yi}, deplasare care se poate transmite, prin lanțul cinematic LC, sculei S, astfel că poziția sculei S în sistemul de coordonate x_e, y_e va fi în fiecare moment identică cu poziția sesizorului D din sistemul de coordonate x_i, y_i. Deci curba Σ_e va fi reprodusă, copiată, după curba Σ_i.

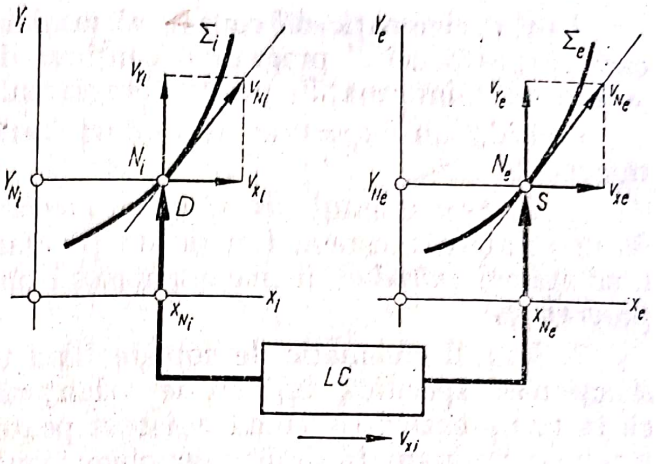


FIG. 8.2. Schemă pentru explicarea realizării curbei Σ după curba Σ_e.

Luînd în considerare problemele eficienței economice, apare evident că o astfel de metodă de generare cinematică a unor curbe, datorită necesității de realizare materializată a curbei Σ_i, este neeconomică și se impune numai în cazurile în care este necesară prelucrarea unui număr mare de piese identice conținînd în profilul lor, curba Σ_e.

Pentru ca lanțul cinematic de copiere să poată funcționa, rezultă din cele de mai sus că, pentru realizarea mărimii de intrare y_i, sînt necesare două elemente noi, inexistente la lanțurile cinematice generatoare studiate în volumul precedent, și anume:

— curba Σ_i, materializată sau generată într-un mod oarecare, și

— un mecanism D care, urmărind curba Σ_i, să sesizeze variația formei acesteia, variație pe care să o poată transforma într-o mărime y_i ce poate fi transmisă prin lanțul cinematic sculei S.

Materializarea curbei Σ_i pe un corp oarecare (șablon, model, bandă perforată etc.) reprezintă *programarea* curbei pe *port-programul* respectiv. Mecanismul D, care are proprietatea de a transmite informații privind conținutul port-programului, este denumit în genere *sesizor* (cititor, traductor).

Mărimea de intrare în lanțul cinematic de copiere poate fi de natură foarte diferită: deplasări, variații de tensiuni, de curenți, de presiuni, de flux luminos etc., funcție de natura port-programului și a sesizorului.

Mărimea de ieșire din lanțul cinematic de copiere este totdeauna o deplasare, din care cauză lanțul cinematic de copiere poate fi de la foarte simplu pînă la foarte complex, funcție de natura mărimii de intrare.

8.1.3. Definirea copierii

Din cele arătate pînă aici rezultă că operația de copiere pe mașinile-unelte constă din *realizarea cinematică a traiectoriei generatoare sau directoare, pe baza unor mărimi de intrare furnizate de un port-program, avînd codificată într-un mod oarecare forma traiectoriei care trebuie realizată.*

Lanțul cinematic de copiere al mașinii-unelte trebuie să posede sesizori care să poată „citi" programul conținut de port-program, și să transforme și transmită, informațiile privind programul, spre capătul de ieșire al acestuia.

Considerăm important de reținut două remarci care rezultă din cele de mai sus:

1. Port-programul *nu aparține mașinii-unelte*, confecționarea sa făcîndu-se în afara acesteia, funcție de programul pe care trebuie să-l conțină, fiind numai *introdus* în mașina-unealtă cînd este necesară obținerea curbei programate.

2. Lanțul cinematic de copiere fiind un lanț cinematic generator are o funcționare specifică diferită de a lanțurilor cinematice auxiliare cu toate că în unele cazuri comanda acestuia poate fi, din punct de vedere teoretic și tehnic, programată similar sau chiar identic cu a lanțurilor cinematice auxiliare automatizate.

Între cele două grupe de lanțuri cinematice se pot remarca următoarele deosebiri esențiale:

— lanțul cinematic de copiere funcționează în timpul producerii procesului de așchiere, din care cauză vitezele sînt condiționate de parametrii acestui proces, spre deosebire de lanțurile cinematice auxiliare ale căror funcționare și viteze nu sînt condiționate de parametrii citați;

— în lanțul cinematic de copiere, fenomenele dinamice tranzitorii au o importanță deosebită pe tot timpul funcționării sale, deoarece acestea denaturează forma traiectoriei cinematice furnizată de capătul de ieșire, în timp ce în cele auxiliare, fenomenele tranzitorii au o importanță minoră sau chiar nulă.

Aceste două deosebiri esențiale au importanță asupra proiectării și construcției diferențiate a mecanismelor componente ale celor două tipuri de lanțuri cinematice, chiar dacă sistemele de introducere a mărimilor de intrare, după cum s-a menționat, sînt identice.

8.1.4. Clasificare

Este încetățenită denumirea de *copiere plană* sau bidimensională, cazul în care se generează prin copiere una din curbele necesare generării suprafeței. Astfel, fig. 8.3 schematizează copierea prin strunjire. În cazul *a* se generează prin copiere generatoare *G*, directoarea circulară fiind asigurată de cuplul fus-lagăr al axului principal. În cazul *b*, tot prin strunjire, se generează prin copiere directoarea *D*; generatoarea *G*, rectilinie, se obține datorită ghidajelor.

Copierea plană în cazul frezării este schematizată în fig. 8.4, *a*. Șablonul $Ş_B$ asigură forma directoarei *D*, generatoarea suprafeței fiind materializată prin profilul frezei.

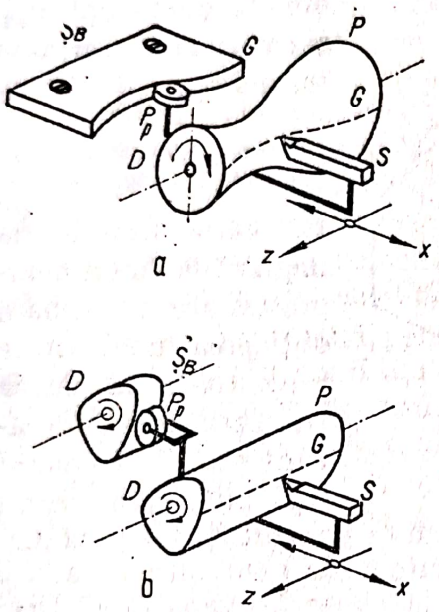


FIG. 8.3. Copierea prin strunjire:
a — generarea generatoarei; *b* — generarea directoarei.

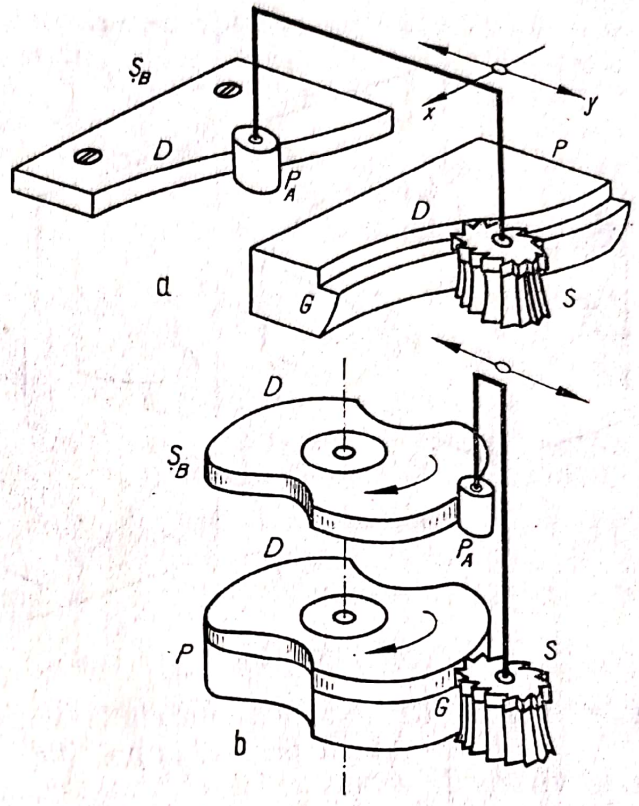


FIG. 8.4. Copierea plană:
a — în coordonate carteziene; *b* — în coordonate polare.

În fig. 8.4, *b* este reprezentată copierea plană în coordonate polare, șablonul $Ş_B$ și piesa P se rotesc solidar în timp ce palpatorul P_p și freza S se deplasează radial.

Copierea spațială sau tridimensională este denumită copierea în care ambele curbe, generatoarea G și directoarea D, sînt materializate pe un *model* M_D (fig. 8.5).

Denumirile de copiere plană și copiere spațială sînt strîns legate de faptul că în primul caz port-programul este un șablon (deci o suprafață plană) iar în al doilea caz, acesta este un corp cu o suprafață mai complexă. Aceste denumiri nu precizează dacă mișcările pe cele două axe, respectiv pe cele trei axe, sînt toate mișcări obținute prin lanțuri cinematice de copiere.

S-a văzut că cerințele tehnologice impun ca viteza tangențială v_N (fig. 8.1) să fie constantă, ceea ce conduce la relația

$$\frac{v_{yN}}{v_{xN}} = \operatorname{tg}\theta,$$

în care θ este continuu variabil. Realizarea independentă a celor două viteze așa fel ca să fie respectată egalitatea de mai sus, este, dacă nu imposibilă extrem de greu de realizat tehnic și prohibitiv din punct de vedere economic.

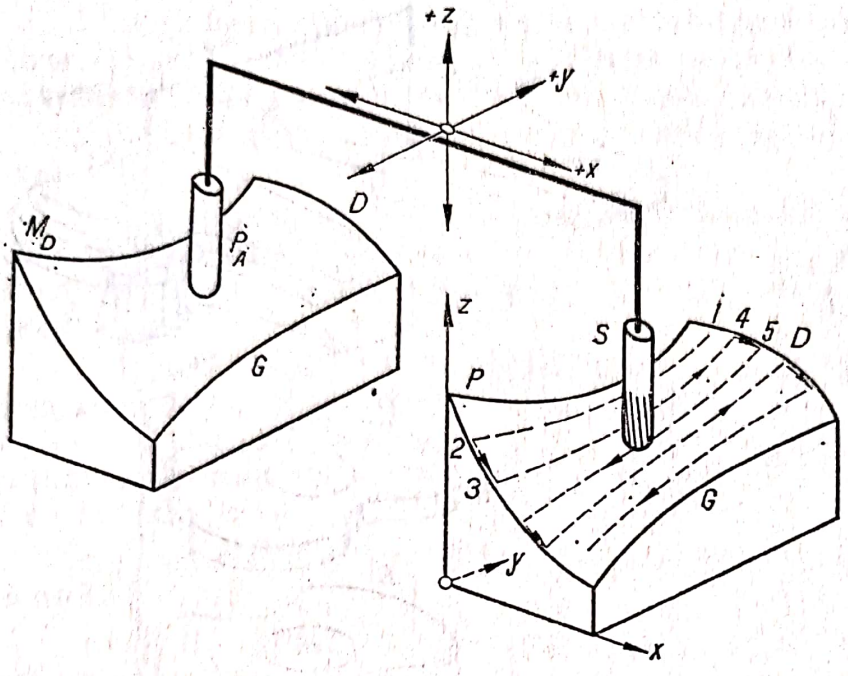


FIG. 8.5. Copierea spațială.

Din aceste cauze, se recurge la un compromis, menținîndu-se constantă viteza pe una din axele de coordonate, de exemplu v_{xN} și ca urmare mărimea vitezei v_{yN},

$$v_{yN} = \frac{v_{xN}}{\text{tg}\theta},$$

va varia funcție de unghiul θ. Acest compromis are ca urmare obținerea unei viteze tangențiale la curba generată (viteză de avans sau de așchiere) variabilă, ceea ce nu este de dorit, dar este acceptabilă în anumite limite de calitate a suprafeței.

În cazul copierii prin strunjire (fig. 8.3), viteza de deplasare pe axa z este viteza de avans axial, obținută cu lanțul cinematic de avans axial. Deci mișcarea pe direcția z nu este o mișcare de copiere, ci o mișcare de transport a căruciorului (inclusiv a cuțitului și rolei palpatoare), în timp ce mișcarea pe axa x este o mișcare de copiere determinată de șablonul Ș.

De aici rezultă că în cazul citat există numai un singur lanț de copiere, din care cauză acest mod de copiere este denumit *copiere pe o coordonată*.

Mișcarea pe direcția x este denumită *avans de copiere*, iar aceea de pe direcția z, *avans de transport*, denumiri precizînd și deosebind cele două mișcări care au caracteristici de viteză diferite, și sînt realizate prin lanțuri cinematice deosebite.

În cazul copierii prin frezare (fig. 8.4, *a*), se poate regăsi aceeași situație dacă de exemplu mișcarea de avans pe direcția x este furnizată de un lanț cinematic de avans obișnuit, care asigură o viteză de avans constantă. Conform figurii, în acest caz, avansul de copiere are loc pe axa y, iar avansul de transport pe axa x.

Există însă construcții în care și mișcarea de avans pe axa x este comandată de profilul șablonului. În aceste cazuri, și lanțul cinematic care asigură mișcare pe axa x este un lanț cinematic de copiere, copierea fiind denumită *copiere pe două coordonate*. De remarcat că în acest caz există două avansuri de copiere, în schimb lipsește avansul de transport.

La copierea spațială (fig. 8.5) pot exista trei avansuri de copiere, pe direcțiile celor trei axe de coordonate și ca urmare ar fi o *copiere pe trei coordonate*. Realizarea ei prezintă însă dificultăți și mai mari decît copierea pe

două coordonate, din care cauză se utilizează aproape exclusiv *copierea pe două coordonate jumătate*. Aceasta înseamnă că se copiază în două coordonate traiectoria *1—2* (avansuri de copiere pe axele *y* și *z* în fig. 8.5) apoi din 2 în *3* se realizează o mișcare de avans obișnuită pe axa *x*, după care urmează copierea pe traiectoria *3—4*, ca din *4* în 5 să se realizeze din nou o mișcare de avans oe axa *x*, ca și precedenta, adică de aceeași mărime. Ca urmare mișcarea pe axa *x* este o mișcare periodică, furnizată de un lanț cinematic de avans.

Copierea traiectoriei *1—2*, apoi a traiectoriei *3—4* și așa mai departe, corespunde copierii unor șabloane de grosime *2—3*, *4—5* ... Mișcarea pe direcția axei *x* are aspectul aducerii, sau a alimentării cu noi șabloane pentru copiere, din care cauză această mișcare este denumită *avans de alimentare*.

Un alt aspect al copierii, determinat de caracteristicile de funcționare ale lanțului cinematic, clasifică aceasta în *copiere continuă* și *copiere discontinuă*.

La copierea continuă, pentru un profil continuu *ab* al șablonului $Ş_b$ (fig. 8.6) se obține un profil continuu *ab* (linie întreruptă) la piesa *P*, în timp ce la copierea discontinuă pe același profil continuu al șablonului, piesa rezultă cu un profil în trepte *a*, *1*, *2*, *3* ... *m*, *n*, *b*.

Se urmărește ca această deformare a profilului (exagerată în figură) să fie cît mai mică, în care scop se poate realiza înlocuirea profilului în trepte, prin unul format din linii drepte sau arce de cerc sau de alte curbe care să treacă prin punctele *a—1*, *1—3*, *3—5* ..., astfel ca eroarea dintre profilul piesei și cel al șablonului (profilul geometric teoretic) să fie minimă.

Trebuie să menționăm încă o clasificare a copierii, care o împarte în două grupe: copiere după *contur deschis* și copiere după *contur închis*.

Semnificația acestor denumiri se poate deduce ușor din fig. 8.4 în care, pentru cazul *a*, copierea este după contur deschis, iar pentru cazul *b*, după contur închis.

Clasificarea nu este determinată numai de faptul că conturul este sau nu închis, ci din cauză că, la conturul închis, în cazul copierii într-un sistem de coordonate carteziene (nu ca în fig. 8.4, *b* în care coordonatele sînt polare), apare întotdeauna o problemă specifică acestui mod de copiere, denumită *scăparea de pe contur*, în momentul în care direcția mișcării este tangentă la contur.

Fenomenul poate avea loc în unele cazuri și la conturul deschis, cum se exemplifică în fig. 8.6 pentru punctul de tangență *T* a deplasării pe axa verticală. În urmărirea profilului șablonului, sensurile de deplasare ale sesizorului S_z sînt spre dreapta și în sus. Ajungînd în *T*, sensurile de deplasare

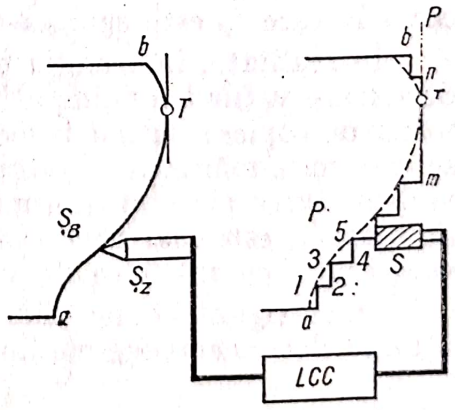


FIG. 8.6. Copierea continuă și discontinuă.

trebuie să fie în stînga și în sus. Dacă în punctul T nu se comandă schimbarea sensului de deplasare de pe axa orizontală, palpatorul se va deplasa în continuare pe tangenta în T, scula urmînd traseul T ....

Eliminarea scăpării de pe contur implică mecanisme suplimentare în lanțul cinematic de copiere, mecanisme (sau aparataje) care să sesizeze necesitatea schimbării sensului mișcării pe axa de coordonate respectivă.

8.2. LANȚUL CINEMATIC DE COPIERE

8.2.1. Ecuația de transfer

Ca la oricare lanț cinematic, ecuația de transfer a lanțului cinematic de copiere se scrie

$$y_e = i_T y_i,$$

în care y_e este mărimea de ieșire, y_i mărimea de intrare, iar i_T raportul de transfer.

Spre deosebire de lanțurile cinematice generatoare studiate anterior, mărimea de intrare y_i în lanțul cinematic de copiere este continuu variabilă, funcție de programul conținut de port-program (sau altfel spus, funcție de forma profilului șablonului sau modelului).

Raportul de transfer i_T este, ca și în cazul celorlalte lanțuri cinematice generatoare, *constant pentru o reglare dată*. Pentru marea majoritate a lanțurilor cinematice de copiere, raportul de transfer i este egal cu unitatea și, după cum s-a spus, constant. Numai în sistemele de copiere cu pantograf, raportul de transfer poate fi făcut mai mic sau mai mare decît unitatea, dar menținut constant în tot timpul copierii unui profil dat. În acest caz el este denumit *raport de mărire* sau micșorare (v. cap. 8.3.2).

Avînd în vedere că sistemele pantografice au o utilizare foarte restrînsă în comparație cu mașinile de copiat la care raportul de transfer este egal cu unitatea, în cele ce urmează ne vom referi la această situație, adică la cazul în care i_T este egal cu unitatea și tot timpul constant.

În realitate, informația care se introduce în lanțul cinematic, mărimea de intrare y_i fiind tot timpul variabilă, are un caracter dinamic. Lanțul cinematic de copiere putînd fi mecanic, hidraulic, electric etc., mediul prin care se transmite mărimea de intrare are o anumită elasticitate ceea ce contribuie la deformarea mărimii transmise și la întîrzierea ei în timp, astfel că mărimea de ieșire y_e este mai mult sau mai puțin deformată și întîrziată în timp, în comparație cu mărimea de intrare.

Cu cît rigiditatea lanțului cinematic de copiere este mai mare, de exemplu a lanțurilor cinematice mecanice, cu atît eroarea

$$\varepsilon = y_e - y_i$$

este mai mică.

Scanned with OKEN Scanner

La sistemele de copiere cu rigiditate scăzută (hidraulice, electrice etc.), în scopul reducerii erorii, se utilizează o *legătură inversă* de autoreglare (fig. 8.7), realizîndu-se astfel un *lanț cinematic de reglare automată* în scopul menținerii erorii ε a mărimii de ieșire la o valoare mai mică sau cel mult egală cu eroarea admisibilă ε_0, ceea ce asigură reproducerea cît mai fidelă a conturului șablonului sau a suprafeței modelului (în genere a programului impus mărimii de intrare).

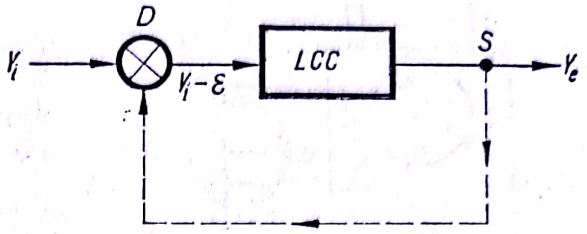


FIG. 8.7. Lanț cinematic cu reglare automată.

8.2.2. Structura lanțului de copiere

Realizarea unui raport de transmitere constant, cu toate că mărimea de intrare variază continuu, poate fi obținută printr-o legătură cît mai rigidă între sesizor și sculă.

Astfel în fig. 8.8 se reprezintă schematic un lanț cinematic de copiere, utilizat în trecut (în unele cazuri și astăzi) pe strungurile normale.

Căruciorul este deplasat cu o mișcare de avans avînd viteza w_T constantă, care în același timp este viteza de transport în procesul de copiere.

Sania transversală S_T, pe care se află cuțitul S, este solidarizată cu brațul port-sesizor S_z printr-o legătură rigidă mecanică. Sesizorul S_z, o rolă sau o muchie rotunjită, se sprijină pe șablonul S_B, al cărui profil reprezintă programul care trebuie transmis saniei transversale. Contactul continuu dintre sesizor și șablon este asigurat de arcul R.

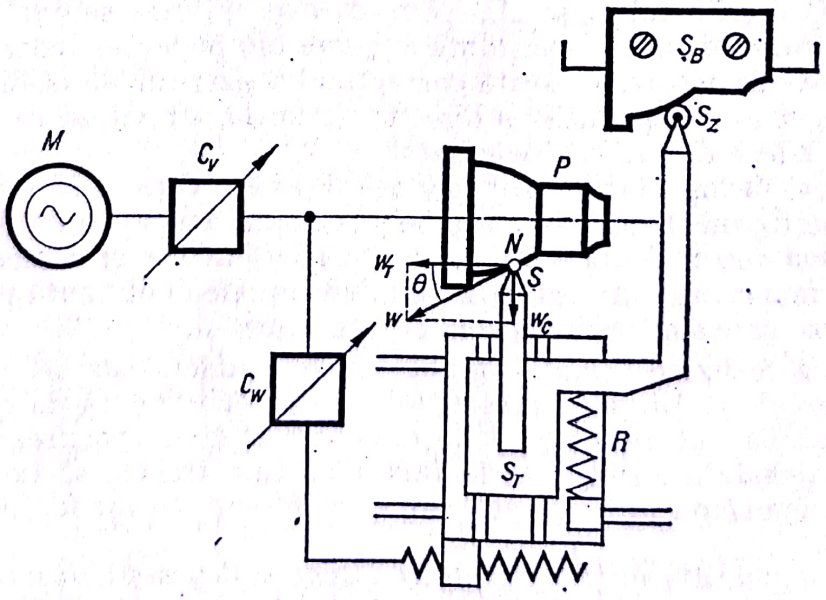


FIG. 8.8. Lanț cinematic de copiere mecanică prin strunjire.

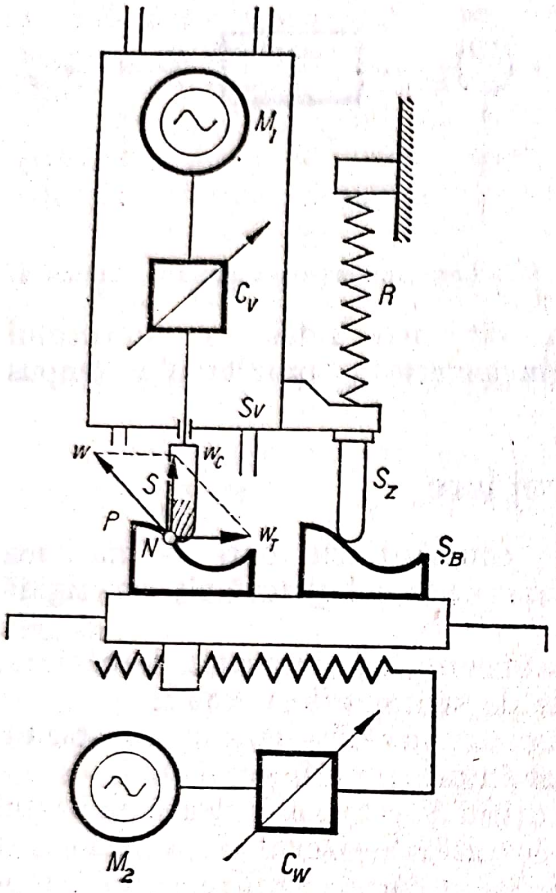


FIG. 8.9. Lanț cinematic de copiere mecanică prin frezare.

În deplasarea spre stînga a căruciorului, sania transversală este forțată datorită contactului sesizor-șablon să se deplaseze cu o viteză de copiere w_C de mărime

$$w_C = w_T \operatorname{tg} \theta$$

continuu variabilă deoarece w_T = const, iar θ variabil. Ca urmare viteza de avans w, tangentă la profilul generat va fi

$$w = \frac{w_C}{\sin \theta}$$

tot timpul variabilă ca mărime, ceea ce are ca urmare obținerea unei suprafețe de calitate neuniformă.

În fig. 8.9 este schematizată o mașină verticală de copiat prin frezare.

Sania verticală S_V conține lanțul cinematic principal, care asigură frezei deget S turația necesară realizării vitezei de așchiere. Sania verticală este echilibrată printr-o contragreutate, nereprezentată în schemă, astfel că pentru a se realiza contactul dintre sesizorul S_z și șablonul S_B este necesară forța dezvoltată de arcul R.

Piesa P și șablonul S_B se află pe masa mașinii, care se deplasează spre dreapta cu viteza de avans constantă w_T, care din punct de vedere al copierii este viteza de transport. Datorită contactului sesizor-șablon, sania împreună cu freza deget este deplasată pe direcția verticală, cu viteza de copiere w_C, rezultînd o viteză de avans tangențial w.

Asupra ambelor viteze se pot face aceleași observații ca și în cazul precedent al copierii prin strunjire și cu aceleași rezultate asupra calității suprafeței.

Problema cea mai importantă, care a făcut ca copierea mecanică să-și piardă din importanță, nu rezidă în calitatea suprafeței obținută prin copiere, ci altor cauze care sînt prezentate în cele ce urmează.

Pentru a realiza continuu contactul sesizor-șablon, este necesară o torță creată de arcul R. Mărimea acestei forțe este condiționată de componenta forței de așchiere de pe direcția de deplasare a saniei portfreză (respectiv sania transversală a strungului) în raport cu care trebuie să fie mai mare, deoarece componenta forței de așchiere este de sens contrar forței dezvoltate de arcul R.

Cum componenta forței de așchiere atinge și depășește uneori 1 000 kgf, arcul trebuie să fie dimensionat în consecință (ceea ce este posibil) dar forța

de așchiere fiind variabilă, funcție de grosimea stratului de material eliminat, de natura materialului etc., rezultă că și mărimea componentei de pe direcția de copiere va fi variabilă. Forța dezvoltată de arcul R fiind constantă (sau variabilă în limite relativ reduse, funcție de adîncimea profilului), diferența dintre cele două forțe acționează la contactul dintre sesizor și șablon. Din această cauză, este necesar ca șablonul — piesă scumpă și de precizie — să fie confecționat din oțel de calitate superioară, tratat termic și rectificat ceea ce contribuie la scumpirea sa, cu atît mai mult cu cît prelucrarea finală a sa trebuie să fie efectuată de un muncitor de înaltă calificare.

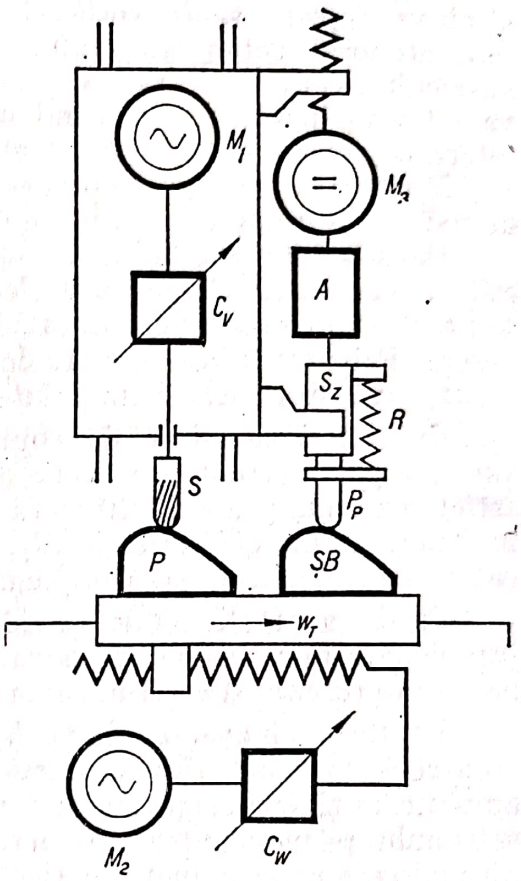


FIG. 8.10. Lanț cinematic de copiere cu sistem de reacție și amplificator.

Cu toate aceste măsuri, uzura neuniformă a șablonului nu poate fi eliminată datorită frecării dintre sesizor și șablon.

Se poate trage concluzia că copierea mecanică, avînd în vedere calitățile sale — rigiditate mare a lanțului cinematic de copiere — și dezavantajele sale — port-program și programare a conturului costisitoare — este indicată la operațiile de finisare (chiar rectificare) în fabricația de serie mare sau de masă, concluzii confirmate de realitate.

Ținîndu-se seama de dezavantajele lanțului de copiere mecanică, s-a urmărit realizarea unui sistem de copiere în care forța de contact sesizor-șablon să fie cît mai mică, astfel ca șablonul să poată fi confecționat în condiții economice cît mai avantajoase și într-un timp cît mai redus. S-au folosit în acest scop proprietățile sistemelor hidraulice, electrice, electronice — pneumatice și optice, combinate sau nu între ele.

Fig. 8.10 reprezintă o schemă pentru aceeași mașină de frezat verticală, la care mecanismele lanțului cinematic de copiere, prin simbolizarea făcută, corespunde oricăruia dintre sistemele citate.

Palpatorul P_P al sesizorului S_z se poate deplasa în raport cu acesta datorită arcului R care tinde a-l deplasa în jos, cutia sesizorului fiind solidară cu sania verticală a mașinii-unelte.

Contactul palpator-șablon are loc sub forța arcului R, forță a cărei mărime este de ordinul a 100 ... 300 gf depinzînd de genul mașinii-unelte.

La deplasarea mesei portpiesă și șablon spre dreapta, palpatorul se va deplasa pe verticală după aceleași legi ca și în cazul copierii mecanice, însă

el nu va deplasa sania verticală a mașinii de frezat, ci anumite elemente din interiorul cutiei sesizorului, care vor acționa asupra unui parametru al sistemului, care leagă sesizorul cu comanda motorului M_3, astfel că acesta va intra în funcțiune deplasînd sania verticală într-un sens sau altul cu viteza de copiere w_c, ca și în cazul copierii mecanice.

Parametrul care poate fi variat datorită deplasării palpatorului depinde de natura lanțului cinematic de copiere.

Dacă acesta este hidraulic, sau pneumatic, se variază presiunea din sistem: dacă este electric sau electronic se pot varia intensitatea curentului sau a fluxului magnetic. În cazul unui sesizor optic, șablonul devine un desen. Palpatorul este o rază de lumină care urmărește conturul desenat, parametrul care variază fiind intensitatea fluxului luminos.

Exceptînd sistemele de copiere hidraulice, la toate celelalte sisteme, variația parametrului furnizată de către sesizor, are o energie foarte mică, astfel încît nu poate fi utilizată pentru acționarea aparatajului care pune în funcțiune motorul electric M_3. Din această cauză se folosește un amplificator A care soluționează problema.

Prezența amplificatorului ridică însă probleme specifice care se traduc prin denaturarea mărimii de intrare trimisă de sesizor în final, profilul obținut pe piesă prezentînd erori în raport cu profilul șablonului.

Lanțurile cinematice de copiere hidraulică nu au nevoie de amplificator, ceea ce le face mai simple, eliminînd în același timp problemele ridicate de amplificare și deci asigurînd prin aceasta o mai fidelă reproducere a profilului șablonului pe piesa supusă prelucrării. Pe de altă parte, în sistemele hidraulice, nu mai este necesar motorul electric M_3 (și aparatajul aferent) și nici mecanismul cu șurub piuliță deoarece întreg acest ansamblu poate fi înlocuit printr-un motor hidraulic cilindru-piston, cu mișcare rectilinie. Aceste cauze explică larga extindere a sistemelor de copiere hidraulică în comparație cu a celorlalte sisteme citate.

Dezvoltarea comenzii numerice din ultimul timp nu putea să nu afecteze și comanda lanțului cinematic de copiere de la mașinile-unelte, cu atît mai mult cu cît comanda numerică a dat rezultate foarte bune în comanda lanțurilor cinematice auxiliare ale acestora.

Fig. 8.11 schematizează o comandă numerică a lanțului cinematic de copiere de la aceeași mașină verticală de frezat luată în considerare în cazurile precedente.

Pentru ușurința expunerii, s-a considerat că profilul piesei P este format dintr-un contur de linii drepte *1* ... *5*.

Port-programul este banda perforată B (bandă magnetică etc.). Programul constă dintr-un număr oarecare de găuri dispuse după un anumit cod. Prin codul respectiv se codifică ca, în timpul deplasării mesei port-piesă pe distanța *1—2*, sania verticală să rămînă imobilă, pe distanța *2—3*, sania verticală să se deplaseze în sus cu o anumită viteză de copiere așa fel ca să rezulte traiectoria *2—3* sub înclinarea respectivă, și așa mai departe.

Scanned with OKEN Scanner

Informațiile de pe banda perforată sînt citite, sesizate de sesizorul S_z și trimise sub o formă care poate fi utilizată de aparatajul de comandă *AC*, aparataj care primește în același timp și informații de la capul de citire *C1*, care citește de pe rigla solidară cu sania verticală poziția acesteia în raport cu un punct de citire *C2* asupra poziției mesei mașinii de frezat.

În deplasare spre stînga, cînd piesa ajunge sub sculă, capul de citire *C2* transmite un semnal aparatajului de comandă, care, pe baza comenzii primite de la sesizorul S_z, pune în funcțiune motorul M_3 în sensul de deplasare în sus a saniei verticale cu viteza corespunzătoare obținerii pantei *2 — 3*. Capul de citire *C1* transmite un semnal la *AC* în momentul în care sania verticală s-a ridicat corespunzător cotei punctului *3* și așa mai departe.

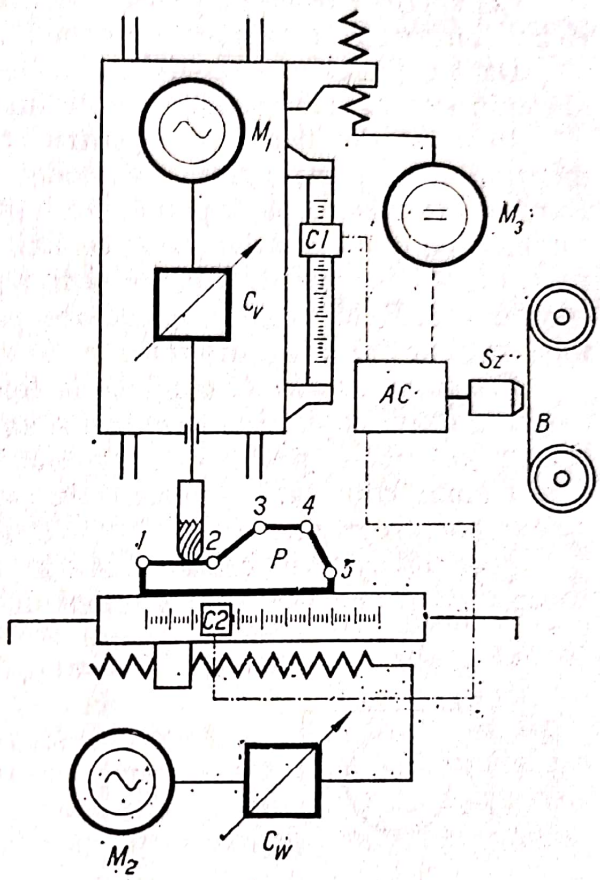


FIG. 8.11. Schema unui lanț cinematic de copiere cu comandă numerică programată pe bandă.

Dacă și motorul M_2 este comandat de aparatajul de comandă *AC* astfel ca să i se poată varia viteza, funcție de poziția mesei portpiesă, atunci printr-o combinare corespunzătoare acelor două viteze de avans, se poate realiza între punctele *2* și *3* orice arc de curbă.

8.2.3. Programul și portprogramul

În copierea plană, datorită faptului că ori care curbă plană poate fi reprezentată într-un sistem de două coordonate, indiferent de tipul sistemului (ortogonal sau nu, polar etc.), programul constă în materializarea acesteia pe un post-program de tip șablon sau bandă perforată.

Materializarea poate fi făcută pe *un* singur portprogram sau pe *două* portprograme distincte după cum se programează ambele coordonate de copiere pe un portprogram sau fiecare coordonată pe cîte un portprogram separat. În ambele cazuri, materializarea programului pe portprogram, poate fi *directă* sau *analogică*. Pentru transpunerea programului pe portprogram prin metoda analogică, este necesară convertirea coordonatelor printr-un *cod* oarecare, convertire care poate fi *continuă* sau *discretă*.

Convertirea discretă pe bază de numere a condus la programarea numerică a lanțurilor cinematice de copiere.

Dacă copierea este spațială, cele de mai sus se vor referi la trei coordonate ale unui sistem triortogonal sau ale unui sistem de coordonate cilindrice etc.

În acest din urmă caz, pentru copiere se folosește, după cum s-a mai menționat, ca portprogram un model sau o bandă codificată corespunzător. Dar, ca și în cazul copierii plane, pot fi utilizate două portprograme, unul pentru copierea pe două coordonate și celălalt pentru asigurarea avansului de transport, după cum pot fi utilizate și trei portprograme, cîte unul pentru fiecare coordonată. Evident că programarea poate fi directă sau analogică și, în ultimul caz, continuă sau discretă.

Programarea directă conduce la folosirea unui șablon (care poate fi și un desen în cazul copierii optice) sau a unui model, în copierea spațială, al cărui contur (respectiv, profil) este identic, în mărime și formă, curbei (profilului) care trebuie copiată. Ca urmare, în copierea directă nu poate exista decît *un singur* portprogram.

Programarea analogică constă în transformarea unei coordonate, sau a tuturor coordonatelor din sistemul de coordonate carteziene curent folosite, în alt sistem de coordonate.

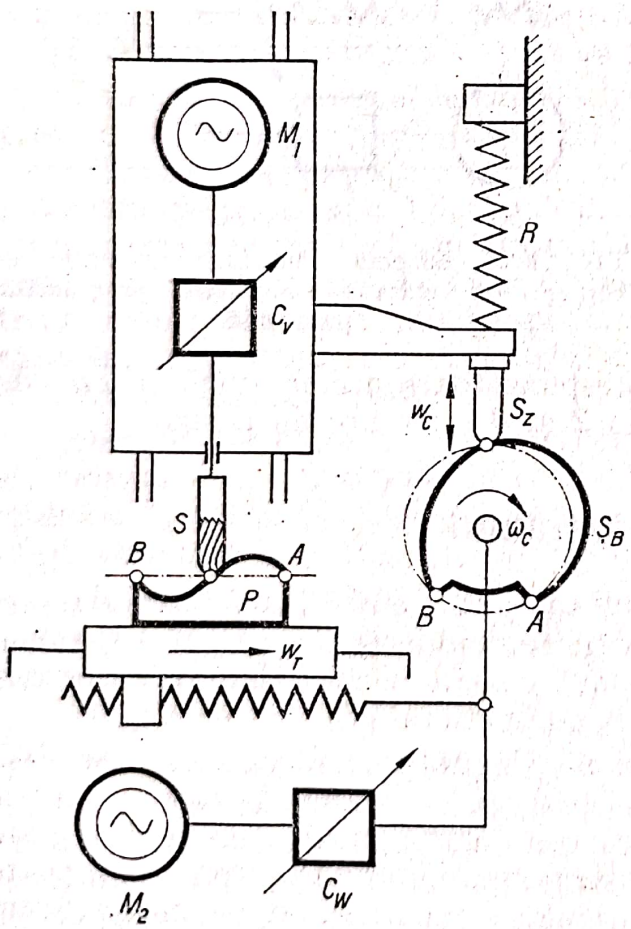


FIG. 8.12. Lanț cinematic de copiere cu portporgram în coordonate polare.

Fig. 8.12 exemplifică cazul copierii în care coordonata carteziană verticală a fost codificată analogic-continuu într-o coordonată polară, prin șablonul rotativ S_B. Coordonata orizontală este realizată printr-un lanț cinematic de avans obișnuit. În cazul în care și în acest lanț cinematic deplasarea este obținută, ca și în lanțul cinematic vertical, printr-un șablon rotativ programarea analogică continuă este realizată pe două portprograme. Similar, în copierea spațială programarea analogică continuă poate fi realizată pe una, două sau pe toate cele trei coordonate.

După cum s-a mai menționat, transpunerea unei curbe pe un portprogram, pe un șablon, este însoțită inevitabil de erori datorite tehnologiei de confecționare a portprogramului. În cazul în care curba este codificată analogic, apar pe lîngă erorile tehnologiei și erorile de codificare, de exemplu în cazul

transformării coordonatelor carteziene în polare, transformare care inevitabil conține coordonate cu numere zecimale, eroarea apare datorită funcțiilor trigonometrice care intervin în astfel de operații. Cum în mod practic, din punct de vedere tehnologic, nu se pot realiza cote cu mai mult de trei zecimale (0,001 mm), este evident că renunțarea la zecimala a patra a coordonatei care trebuie transformată și a aceleiași zecimale care urmează să fie transpusă pe portprogram, reprezintă o eroare sistematică, adică imposibil de eliminat.

Ca urmare, cu cît se folosesc mai multe portprograme pentru obținerea unei aceleiași suprafețe, cu atît mai mult există posibilitatea ca însăși mărimile de intrare în lanțurile cinematice de copiere ale mașinii-unelte, să fie introduse cu eroare.

Pe lîngă această parte negativă, mai trebuie luate în considerare și problemele legate de coordonarea mișcărilor, de complicarea construcției mașinii-unelte, de efectele economice determinate de confecționarea și întreținerea unui număr dublu sau triplu de portprograme etc.

Cu toate aceste părți negative, folosirea mai multor portprograme la generarea unei suprafețe, poate fi în unele cazuri justificată și anume atunci cînd curba care trebuie generată poate fi, să spunem, „descompusă" în două sau mai multe curbe care pot fi programate din punct de vedere tehnologic mai ușor și cu mai puține erori.

Exemplificarea programării analogice continue s-a făcut în fig. 8.12 pentru un lanț cinematic de copiere mecanic. Ea este însă valabilă și pentru lanțurile de copiere de orice natură, ceea ce se poate constata ușor, dacă în fig. 8.10 se înlocuiește șablonul solidar cu masa mașinii printr-un șablon rotativ ca cel din fig. 8.12.

Programarea analogică discretă (incrementală, discontinuă sau prin puncte) teoretic nu poate fi realizată pe portprogram de tipul șablon sau model, ci numai în cazul programării numerice, cum s-a exemplificat în cazul fig. 8.11.

În încheierea acestui paragraf care s-a referit la modul de programare a unei curbe pe portprogram și din care a rezultat că portprogramul de tip șablon sau model conține totdeauna o programare continuă (directă sau analogică) trebuie să atragem atenția asupra realității că curba sau suprafața obținută pe piesă nu este în toate cazurile continuă, ci poate să rezulte în trepte ca în fig. 8.6 (copiere discontinuă).

Copierea continuă sau discontinuă de pe un același portprogram, pe care curba este programată continuu, depinde în primul rînd de modul în care sesizorul S_z (fig. 8.10) transformă informațiile primite în informații care pot fi transmise prin lanțul cinematic de copiere, de modul în care se face, în continuare, transmiterea informației prin lanț și, în final, prin modul în care aceste informații sînt transformate la capătul de ieșire în deplasări relative între sculă și piesă. În cele de mai sus nu se iau în considerare de exemplu jocurile dintre diferite organe (care pot fi reduse la mărimi acceptabile) sau alte cauze de același gen, precum nici modul în care lucrează scula în procesul de așchiere (micro și macrogeometria suprafeței).

Scanned with OKEN Scanner

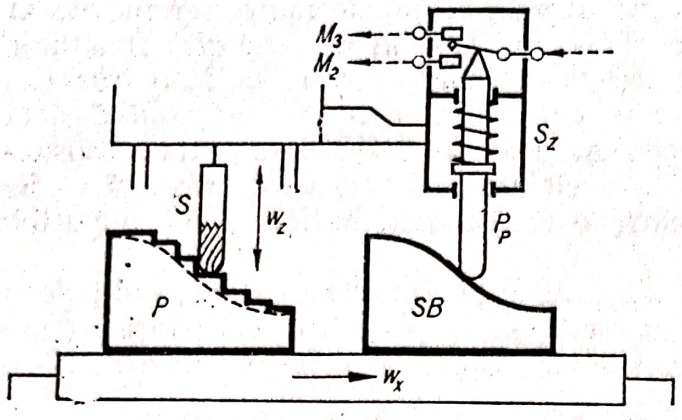


FIG. 8.13. Schema unui sesizor cu contacte.

Astfel, în sistemele hidraulice și pneumatice, sesizorul transformă variațiile continue ale deplasării palpatorului său, în variații continue de presiune care se transmit sub aceeași formă continuă motorului care deplasează sania portsculă (sau portpiesă), caz în care și reproducerea curbei va fi continuă.

În cazul sesizorului electric cu contacte, acesta comandă pe rînd motoarele care asigură deplasarea relativă sculă-piesă, pe cele două sau trei axe de coordonate. Fig. 8.13 exemplifică foarte elementar cazul în care sesizorul S_z din schema fig. 8.10 este cu contacte.

În poziția din figură, palpatorul închide contactul circuitului electric al motorului M_3. Acesta se va pune în mișcare deplasînd sania port-sculă în sus. Ca urmare și carcasa sesizorului se va deplasa în sus, în timp ce palpatorul rămîne în contact cu șablonul datorită arcului interior.

La o deplasare suficient de mare în sus, se întrerupe contactul electric al motorului M_3 și se realizează contactul pentru punerea în funcțiune a motorului M_2 care deplasează masa cu șablonul și piesa, spre dreapta.

Datorită acestei deplasări orizontale a șablonului, acesta împinge în sus palpatorul, care întrerupe circuitul motorului M_2 punînd în funcțiune motorul M_3 și așa mai departe.

8.2.4. Sesizorul

În lanțurile cinematice de copiere *sesizorul* (denumit și traductor sau cititor) este elementul care „citește" conținutul portprogramului elaborînd informația care se transmite prin lanț.

Ca urmare mărimea de intrare y_i fiind programată într-un mod oarecare pe port-program trebuie să poată fi sesizată de acest prim element al lanțului cinematic.

Funcție de natura portprogramului, mărimea de intrare este programată într-un cod oarecare pe acesta sub forma materializată ca variație de *cotă* (șablon, model) de *intensitate luminoasă* (desen în unele sisteme de copiere optică), de *intensitate magnetică* (benzi magnetice) și ca *existență sau inexistență a materialului* benzii perforate în cazul programării numerice.

Mărimea de intrare este introdusă în sesizor de un element al său denumit *palpator*, care în toate cazurile (cu excepția programării pe bandă magnetică) execută o deplasare la variația mărimii programate pe port-program.

Mărimea deplasării palpatorului este transmisă direct pînă la capătul de ieșire al lanțului cinematic de copiere în copierea mecanică. În restul

cazurilor, deplasarea palpatorului este folosită pentru a genera o altă mărime, care poate fi transmisă prin lanțul cinematic, funcție de natura acestuia. Astfel în cazul unui lanț cinematic hidraulic, deplasarea palpatorului generează în sesizor o variație de presiune, într-un sesizor electromagnetic, o variație a cîmpului magnetic, într-un sesizor electric cu contacte (ca și în cazul programării numerice pe benzi perforate), o variație bruscă de tensiune, la un sesizor pneumatic, o variație de presiune a aerului, la un sesizor optic, variația intensității luminoase. În cazul benzilor magnetice, variația intensității de magnetizare este înregistrată direct pe bandă și este tradusă de sesizor, în timpul mișcării benzii, în variație de tensiune sau intensitate, ca mărime de intrare în lanț.

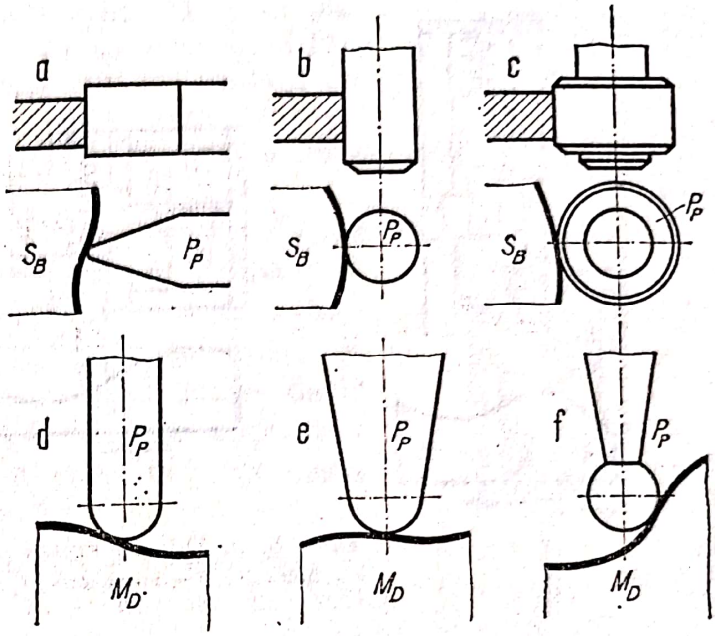


FIG. 8.14. Diferite forme de palpatori mecanici.

De la sesizor, mărimea de intrare furnizată de acesta este prelucrată (amplificată, transformată etc.) și transmisă în final ultimului mecanism al lanțului de copiere, care o transformă ca mărime de ieșire sub forma unei deplasări de mărime identică cu mărimea programată.

Palpatorul, este după cum se vede, un element important al sesizorului (și deci al întregului lanț de copiere) deoarece acesta face contactul lanț cinematic — port-pragram.

În majoritatea cazurilor, palpatorul este o piesă mecanică avînd diferite forme (fig. 8.14) pentru șabloane: cuțit (*a*); deget cilindric (*b*), rolă (*c*) și pentru modele: deget cilindric cu cap sferic (*d*), deget conic cu cap sferic (*e*) sau deget cu bilă (*f*).

La sesizoarele optice, palpatorul este un fascicol de lumină, la cele pneumatice, un jet de aer, la sesizoarele pentru citirea benzilor perforate palpatorul are forma de cep, care poate trece prin găurile perforate în bandă, acționînd astfel asupra unui contact electric.

Deplasarea palpatorului sesizorului hidraulic (fig. 8.15, *a*) acționează asupra mărimii fantei f de trecere a uleiului și ca urmare, asupra presiunii p_1 din sistemul hidraulic.

În sistemele electrice, sesizorul inductiv (fig. 8.15, *b*) transformă deplasarea palpatorului P_p, prin deplasarea lamei L, într-o variație a inducției bobinelor B_1 și B_2, care furnizează în sistem o variație de tensiune propor-

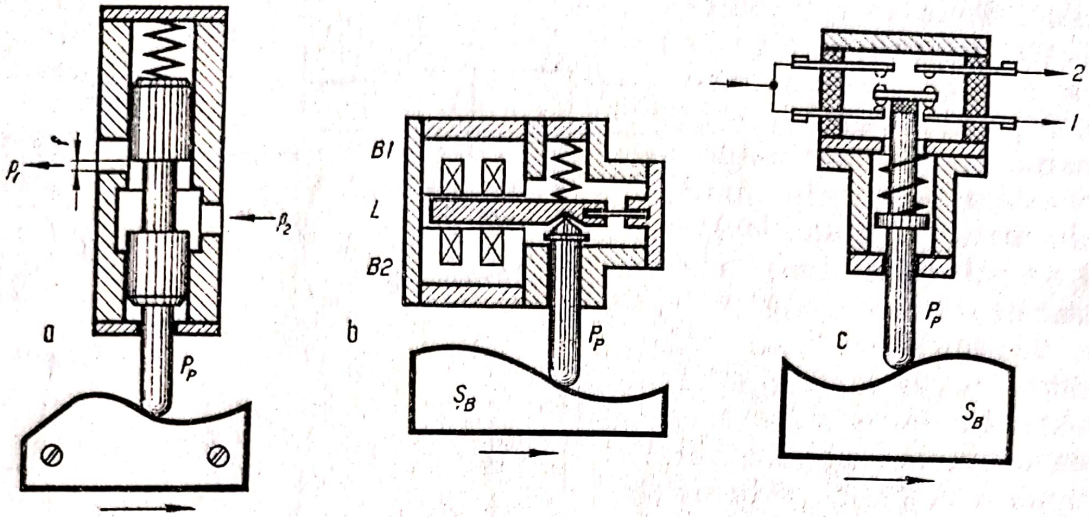


FIG. 8.15. Diferite tipuri de sesizori:
a — hidraulic; *b* — introductiv; *c* — cu contacte

țională cu deplasarea. Tot în sistemele electrice se folosește și un sesizor cu contacte (fig. 8.15, *c*) al cărui palpator, închide circuitul electric *1* sau *2*, comandînd astfel schimbarea sensului de rotație a unui motor electric.

Se folosesc în unele cazuri și sesizori capacitivi la care deplasarea palpatorului este utilizată pentru a varia distanța dintre plăcile unui condensator.

Pentru sistemele pneumatice se folosește un sesizor tip duză (fig. 8.16, *a*). Palpatorul este jetul de aer care trece prin duză și se lovește de șablon sau model. Funcție de distanța duză-șablon variază presiunea p_2, a cărei mărime este utilizată în sistem, ca mărime de intrare.

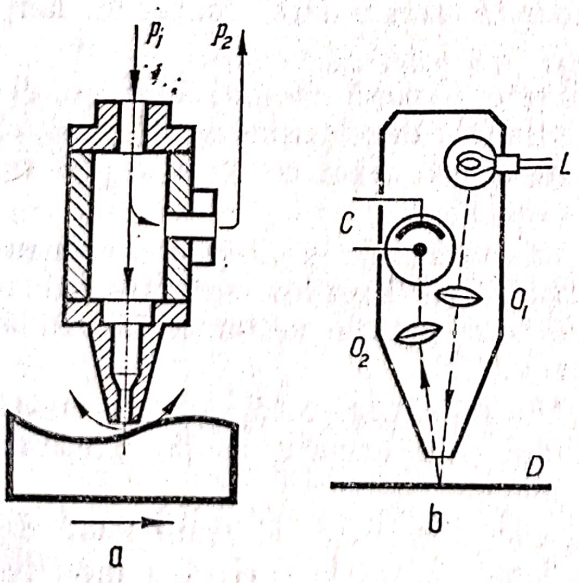


FIG. 8.16. Sesizori:
a — pneumatic; *b* — cu celulă foto-optică.

Sistemele optice de citire directă a desenului posedă un sesizor (fig. 8.16, *b*), care constă dintr-o lampă L, un sistem optic O_1O_2 și celula fotoelectrică C. Fasciculul luminos, ieșind din O_1, este palpatorul care ia contact cu desenul D care îl reflectă prin O_2 la celula fotoelectrică. Intensitatea fasciculului luminos reflectat de desen este nulă, dacă acesta se află pe linia trasată cu tuș a desenului, și maximă, în caz contrar. Diferența intensității de lumină face ca celula fotoelectrică să furnizeze, sau nu, un curent electric folosit ca mărime de intrare în sistemul de copiere.

Scanned with OKEN Scanner

Celula fotoelectrică poate fi utilizată și în sistemele de copiere după șablon sau model (fig. 8.17), cazuri în care fasciculul luminos nu ia contact cu port-programele respective, ci este reflectat de oglinda fixată pe palpator, sesizorul fiind deci mecano-optic.

Urmărirea profilelor cu pantă mare, a profilelor cu contur închis și a modelelor de sesizorii a căror palpatori au posibilitatea de deplasare numai axială este dificilă și chiar imposibilă, datorită forței N normală pe palpator care poate fi mai mare decît componenta axială A (Fig. 8.17). Pentru a preveni astfel de situații, se folosește o construcție al cărui principiu este schematizat în fig. 8.17.

Palpatorul se sprijină articulat sferic pe o piesă *1*, care are un profil interior dublu conic, iar capătul său, prin altă sferă, se sprijină pe piesa *2* care are o gaură conică. La deplasarea transversală a capătului de palpare, palpatorul se rotește în piesa *1*, în timp ce piesa *2* se deplasează axial acționînd sesizorul propriu-zis. În cazul inexistenței componentei N, ansamblul de prizme și palpatorul se pot deplasa, de asemenea, axial.

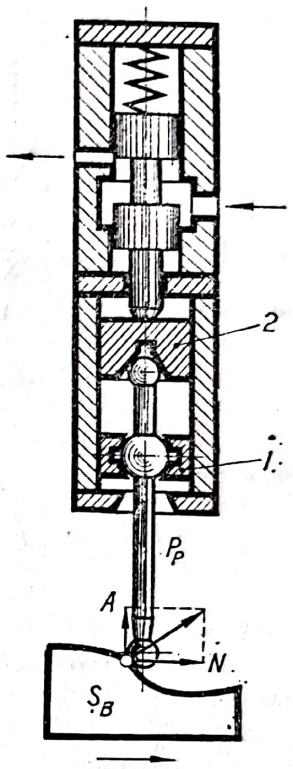


FIG. 8.17. Sesizor hidraulic cu posibilitatea de deplasare spațială a palpatorului.

8.2.5. Unele probleme specifice elaborării programului mașinilor-unelte de copiat

Elaborarea programului copierii unei curbe oarecare, ce urmează a fi codificată pe port-program, direct sau analogic, continuu sau discret, este comună tuturor sistemelor de programare, de la șablon la comanda numerică.

În cadrul elaborării programului de copiere, două probleme au o importanță deosebită, prima se referă la traiectoria axei sculei, iar a doua la raza de curbură minimă care poate fi programată.

Prima problemă, referitoare la traiectoria axei sculei, are o importanță deosebită, deoarece programarea pe port-program se face funcție de curba care trebuie programată, dar și funcție de axa de rotație a sculei, la sculele cu mișcare de rotație, sau funcție de axa de rotunjire a vîrfului sculei, la cuțitul de strung.

Generatoarea traiectoriei copiate se face de către periferia sculei în contact cu piesa, în timp ce deplasările de copiere ale piesei în raport cu scula se fac în funcție de axa de rotație (sau de racordare) a sculei.

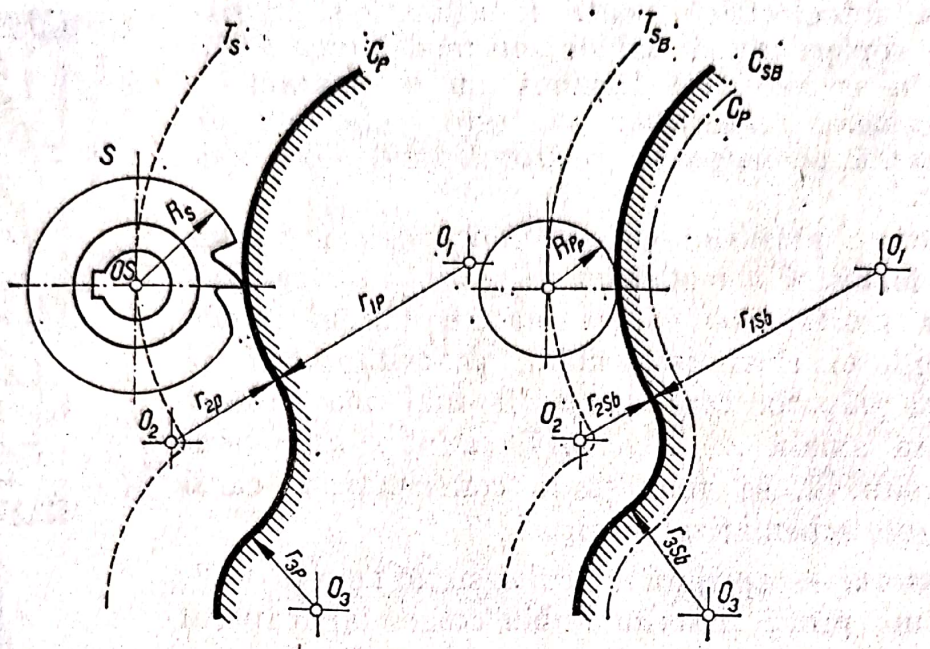


FIG. 8.18. Exemplificare pentru determinarea curbei care trebuie programatăpe portprogram.

Ca urmare, luîndu-se în considerare această realitate, curba programată pe port-program diferă suficient de mult de curba care trebuie obținută prin prelucrare pe mașina-unealtă.

Pentru exemplificare, fie conturul C_P al piesei (fig. 8.18), un contur simplu realizat prin racordarea unor arce de cerc. Dacă R_S este raza frezei, axa de rotație O_S a frezei trebuie să descrie traiectoria T_S, diferită de CP datorită echidistanței care se impune.

Datorită solidarizării dintre sania port-sculă și sesizor (v. fig. 8.9 și 8.10) axa acestuia trebuie să parcurgă o traiectorie identică traiectoriei C_P. Dacă raza degetului palpator, R_{PP} , este diferită de raza R_S a sculei (în fig. 8.18, mai mică), rezultă că palpatorul trebuie să se deplaseze pe curba C_{SB}, curbă care trebuie materializată pe șablon.

Curba C_{SB} se deduce din curba TS_B care este identică cu T_S. Ca urmare, profilul programat pe port-program este diferit de profilul care urmează a fi obținut, din cauza razei sculei și a palpatorului.

O ușurare în realizarea tehnologică a port-programului constă în construirea palpatorului cu o aceeași rază ca și a frezei, deci îndeplinirea condiției $R_{PP} = R_S$, care are ca urmare practică în proiectarea șablonului luarea în considerare chiar a cotelor profilului care trebuie reprodus.

Această soluție conduce la efecte economice și de precizie a formei obținute, care nu trebuie neglijate. Problema este valabilă nu numai pentru copierea după port-program de tip șablon sau model. Ea este prezentă, sub forma determinării traiectoriei T_S a centrului (axei) sculei și în cazul programării numerice.

Scanned with OKEN Scanner

Totuși, această problemă inițial rezolvată (referitor la determinarea traiectoriei T_S) care conduce la obținerea profilului C_{SB} al șablonului (sau a posibilității de codificare numerică a aceleiași curbe), după un oarecare timp de prelucrare ea nu mai satisface cerințelor. Cauza este unică și banală: tocirea danturii frezei care impune reascuțirea ei.

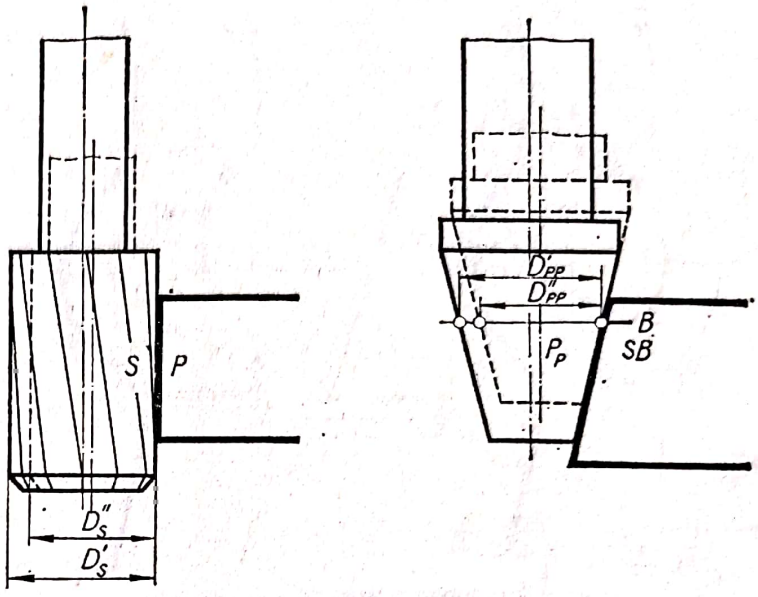


FIG. 8.19. Reglarea palpatorului după reascuțirea frezei.

Prin reascuțire, raza R_S a sculei se micșorează și ca urmare deoarece raza R_{PP} a palpatorului rămîne aceeași, profilul C_P al piesei se va deplasa spre stînga, nu paralel, ci echidistant, astfel că r_{1P} și r_{3P} vor crește, în timp ce r_{2P} se va micșora, astfel că profilul obținut pe piesă va fi sensibil diferit de cel dorit.

Remedierea ar consta în înlocuirea frezei uzate prin alta nouă avînd aceeași rază inițială. Soluția aceata este însă neeconomică, nu numai din punct de vedere al costului frezei, ci și din cel al necesității de a stoca în magazie un număr suficient de mare de freze identice ca profil și dimensional ca rază.

În sistemele de copiere după șablon această problemă se rezolvă foarte simplu și economic, utilizînd o anumită construcție a palpatorului și șablonului (fig. 8.19). Partea laterală a acestuia conținînd conturul de copiat se face ușor înclinată (3 .. 5°) iar palpatorul, conic, cu aceeași înclinare. Conturul exact se află la cota B a șablonului SB căreia îi corespunde, pentru o poziție a palpatorului, diametrul D'_{PP} egal cu diametrul frezei D'_S.

După reascuțirea frezei, aceasta are diametrul D''_S. Micșorarea diametrului palpatorului se obține prn deplasarea pe verticală a acestuia, ceea ce permite ca la aceeași cotă B a șablonului diametrul $D_{PP''} = D''_S$.

În sistemele de copiere cu comandă numerică, se impune înlocuirea frezei uzate cu alta nouă și deci existența stocului de freze identice, cu toleranțe foarte strînse în ceea ce privește diametrul acestora. Există însă și posibilitatea creării unui stoc de programe care să ia în considerare micșorarea diametrului frezei în urma ascuțirilor repetate a acesteia.

În cazul copierii după model, această problemă nu mai apare, deoarece atît palpatorul cît și freza deget sînt sferice, contactele frează-piesă respectiv palpator-model sînt teoretic punctiforme.

Scanned with OKEN Scanner

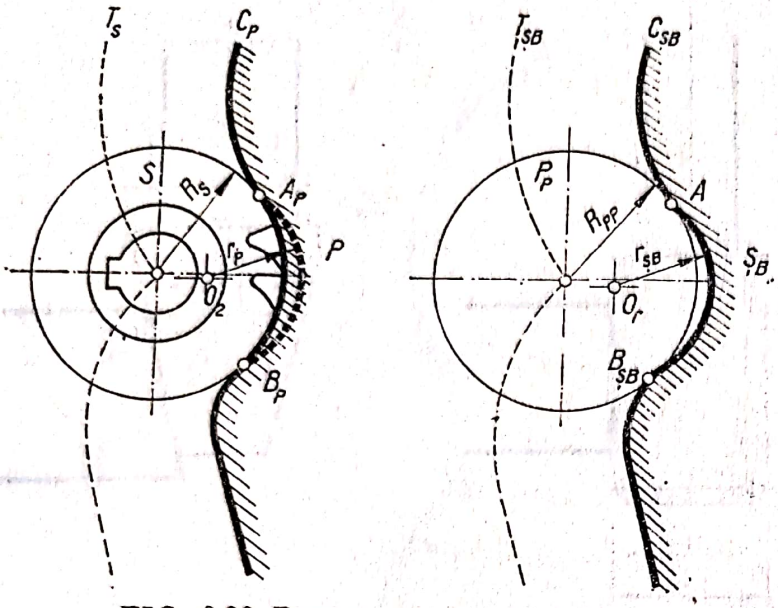


FIG. 8.20. Programarea razei minime.

A doua problemă, *raza de curbură minimă*, care poate fi programată, se referă la raza de curbură a curbelor concave. În cazul fig. 8.18, raza r_{2P} minimă trebuie să fie cel puțin egală, dacă nu, mai mare decît raza R_S a sculei (condiție îndeplinită în cazul figurii citate, deoarece centrul O_2 se află în exteriorul cîmpului limitat de profilul C_P al piesei și traiectoria T_S a axei frezei).

Dacă raza R_{PP} a palpatorului (care are aceeași mărime ca și R_S a frezei) este mai mare decît raza r_{SB} cea mai mică a unei concavități a profilului șablonului (fig. 8.20) și deci centrul O_r al acesteia se află în interiorul cîmpului $T_{SB} - C_{SB}$, respectiv $T_S - C_S$, atunci profilul $A_{SB}B_{SB}$ al acestuia nu va putea fi reprodus pe piesă, ci în cel mai fericit caz, el va fi înlocuit prin arcul de cerc A_pB_p de rază egală cu raza s R_S a frezei.

Ambele probleme, determinarea profilului șablonului și raza minimă reproductibilă, se pun și în cazul strunjirii vîrfului cuțitului iar R_{PP}, raza palpatorului (sau a rolei palpatoare).

8.3. SISTEME DE COPIERE CONTINUĂ

8.3.1. Sisteme mecanice pure]

Copierea mecanică este caracterizată printr-o legătură foarte rigidă între sesizor și sculă, în comparație cu alte sisteme de copiere, dar în același timp este caracterizată și prin dificultățile tehnice de confecționare a programului, a efectului forței de contact palpator-portprogram etc.

Cu toate acestea, în multe cazuri, copierea pur mecanică se impune, datorită marii precizii care poate fi obținută prin aceasta, cît și, în unele cazuri, prin simplitatea constructivă a mașinii-unelte și a întreținerii acesteia.

Una din aplicațiile copierii mecanice, întîlnită curent la cele mai multe strunguri cum sînt strungurile normale, strungurile revolver, mașinile de strunjit și filetat țevi, burlane și prăjini de foraj etc., este așa-numitul *linial de strunjit conic.*

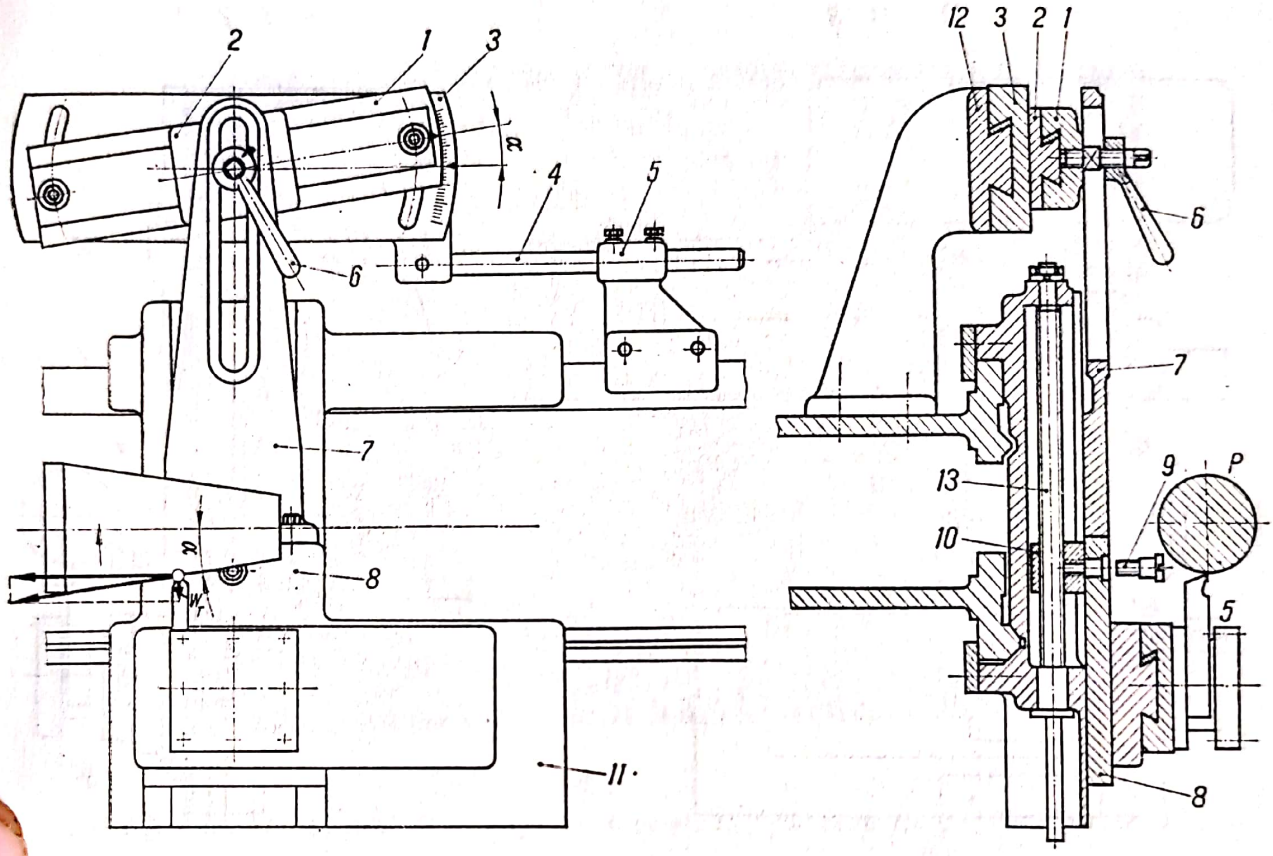


FIG. 8.21. Linial pentru strunjirea conică.

Fig. 8.21 reprezintă construcția unui linial de strunjit și filetat conic utilizat pe strungurile normale. Linialul propriu-zis este piesa *1* pe care, pe un ghidaj în coadă de rîndunică, se poate deplasa piesa *2* denumită piatră. Linialul *1* este solidarizat de batiu prin placa *3*, tija *4* și piesa *5*, placa *3* fiind susținută de consola *12*.

Piatra *2* poate fi solidarizată de sania transversală *8* cu ajutorul manetei filetate *6* și a piesei intermediare *7*. Pentru ca sania transversală *8* să se poată deplasa cu viteza w_T dictată de viteza de avans longitudinal w_L (sau de viteza axială v_A, în cazul filetării conice) și unghiul α de înclinare a linialului, ea nu mai trebuie să fie cuplată cu șurubul de avans transversal *13*, din care cauză este necesară scoaterea șurubului *9* care solidarizează sania transversală cu piulița *10*. Există construcții la care această decuplare se efectuează mai ușor, prin manevrarea unei manete.

Ca urmare, datorită vitezei de avans longitudinal w_L a căruciorului, și a conducerii saniei transversale de către linialul *1*, cuțitul se deplasează pe o direcție înclinată de unghiul α, cu viteza de avans *de copiere* w_{cop} de mărime

$$w_{cop} = \frac{w_L}{\cos \alpha}.$$

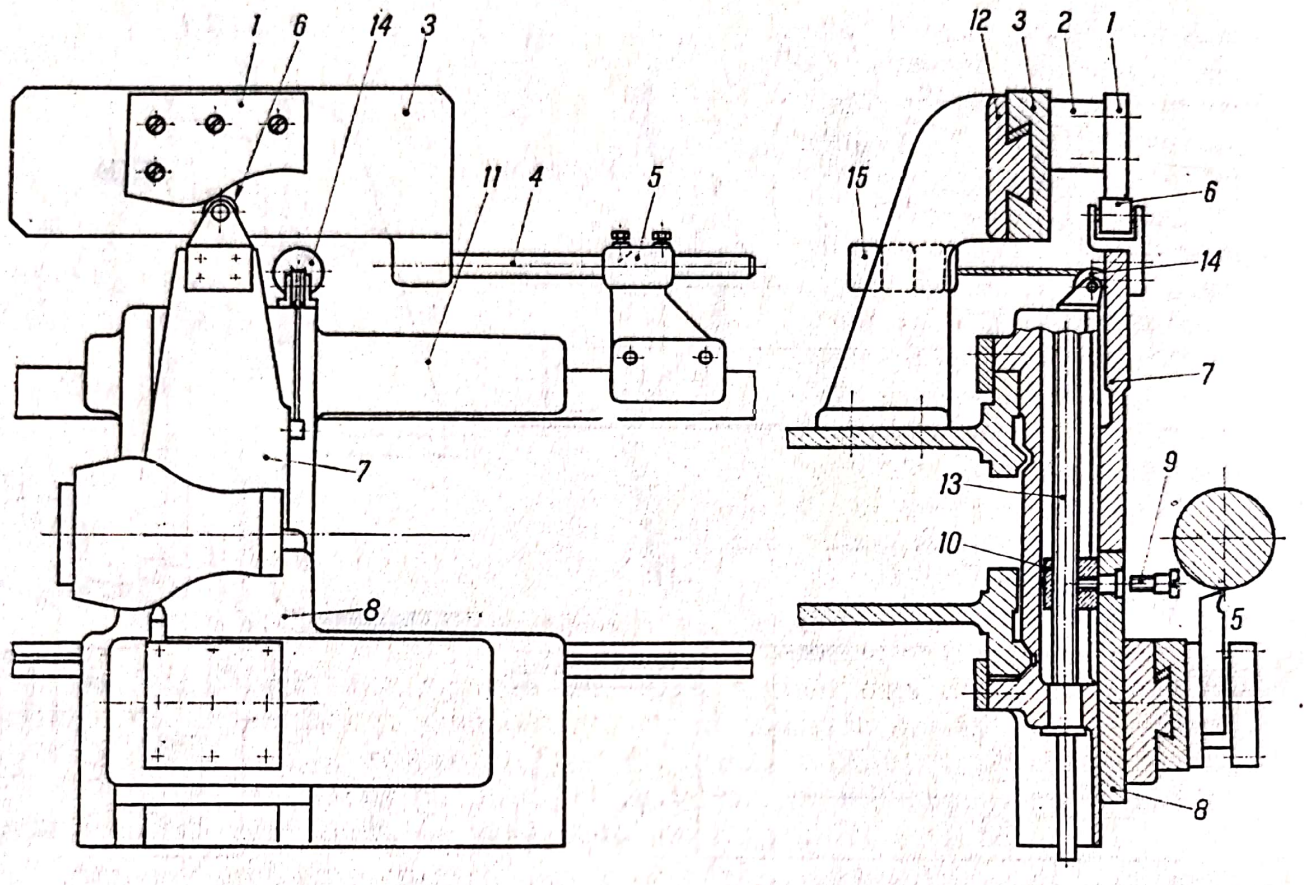


FIG. 8.22. Copierea mecanică prin strunjire.

Unghiul de înclinare α se obține prin rotirea linialului *1* pe plasa *3* pe care se află o gradație corespunzătoare. Pentru prelucrări de precizie, linialul are un vernier sau chiar un microscop pentru citirea acestui unghi.

Lungimea maximă de strunjire conică este limitată de lungimea linialului și de mărimea unghiului α. Pe piesă, această parte conică poate fi mai apropiată sau mai depărtată de păpușa fixă. Pentru a se putea realiza strunjirea conică în toate cazurile, piesa *3* portlinial poate fi deplasată într-un sens sau altul pe consola *12*, prin ghidajul în coadă de rîndunică, și se fixează în poziția corespunzătoare, prin strîngerea tijei *4* în piesa *5*, cu cele două șuruburi ale acesteia.

Strungul de copiat mecanic are o construcție similară (fig. 8.22): în locul linialului, pe piesa *2*, se fixează șablonul de copiat *1*. Pe piesa *7* este montată rola palpatoare *6*. Forța de contact dintre rolă și șablon este realizată prin greutatea *15* care printr-un cablu și scripetele *14*, fixat pe cărucior, trage sania transversală spre stînga.

Strunjirea și filetarea conică, pe strungurile revolvere cu disc port-scule (fig. 8.23), se obțin folosind un linial *1* pe care se sprijină un șurub palpator *2*, solidarizat cu discul portscule *3*. Forța de contact palpator-șablon este asigurată de strungar prin maneta cu care rotește discul port-scule.

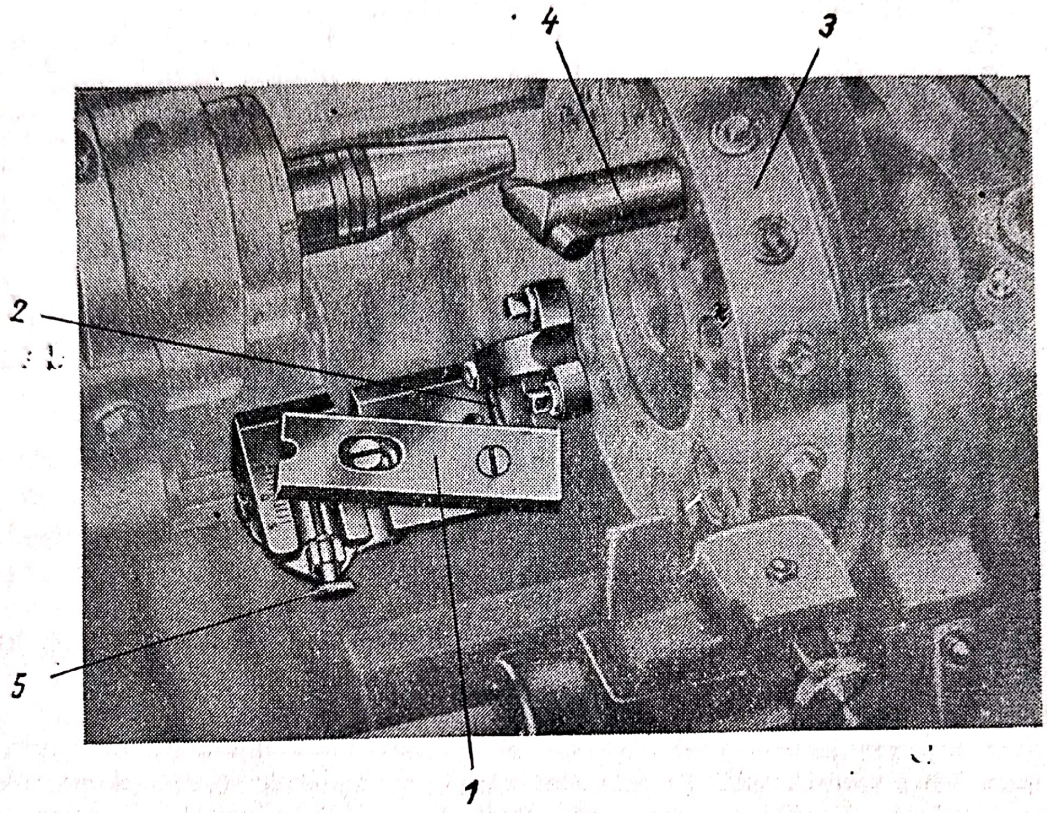


FIG. 8.23. Dispozitivul de strunjit conic pe strungurile revolver cu disc portscule.

În deplasarea saniei spre stînga, discul portscule împreună cu cuțitul *4* capătă, datorită linialului *7*, o mișcare de rotație astfel încît se realizează pe piesă o suprafață conică. Reglarea înclinării linialului se obține cu șurubul 5.

Dacă în locul linialului *7* se montează un șablon profilat, se poate realiza copierea profilului pe piesă.

Strunjirea camelor arborilor cu came de distribuție pentru motoarele auto se face pe strunguri speciale (fig. 8.24) la care șablonul S_B comandă, prin rola palpatoare P_P, sania portcuțit S_C. Cama K are rolul de a roti suportul cuțitului în jurul axei sale, așa fel încît unghiul de degajare γ al cuțitului să se mențină constant în timpul prelucrării suprafeței necirculare a camei arborelui cu came.

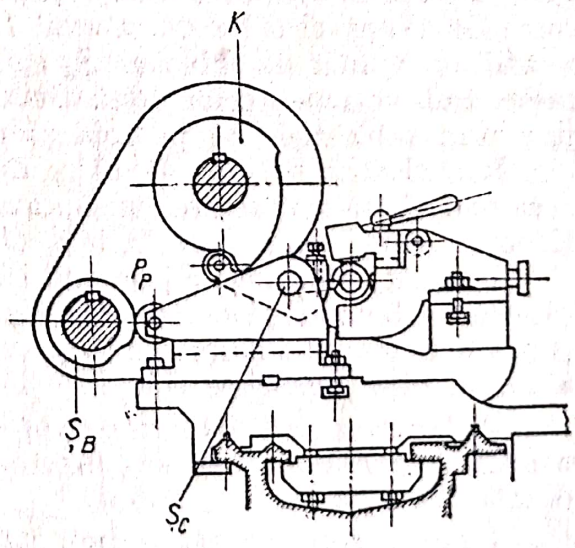


FIG. 8.24. Dispozitiv de strunjit prin copiere camele arborilor de distribuție la motoare cu ardere internă.

Scanned with OKEN Scanner

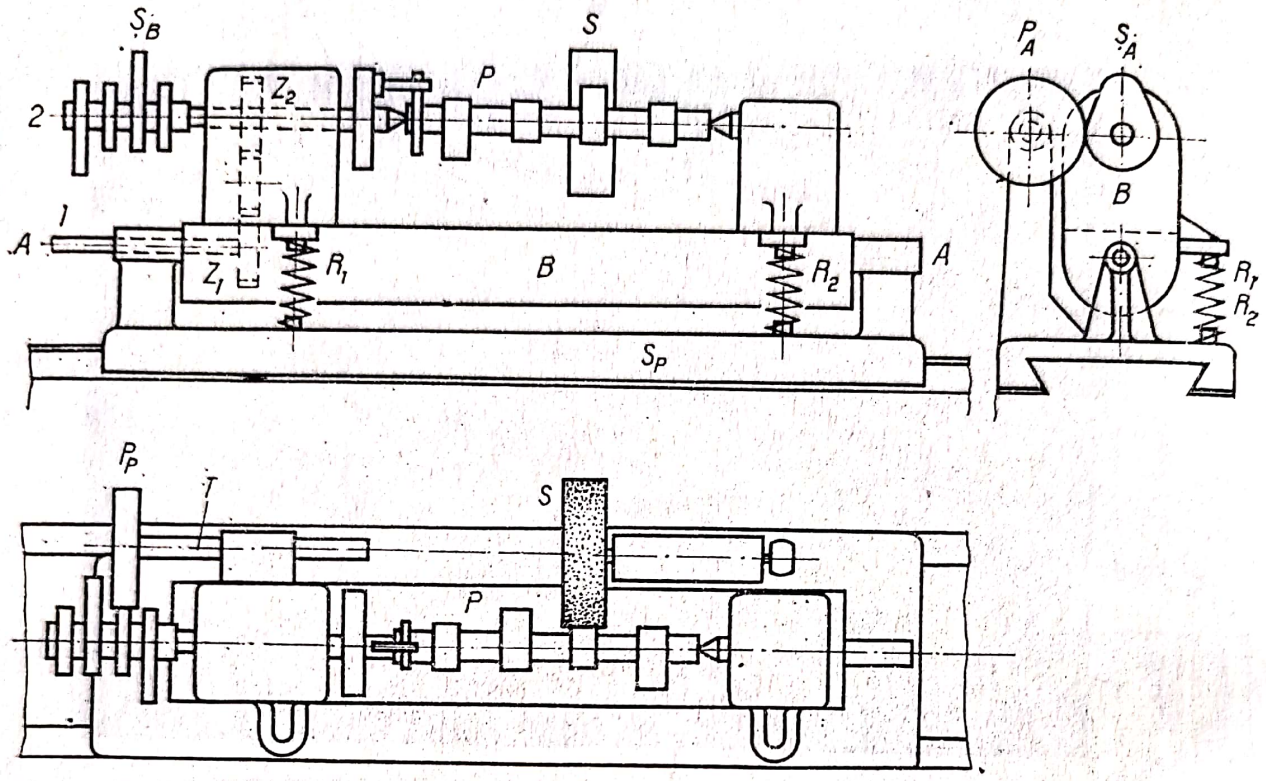


FIG. 8.25. Schema unei mașini de rectificat camele arborilor de distribuție prin copiere după șabloane.

Rectificarea arborilor cu came se execută pe mașini de rectificat speciale, a căror construcție este reprezentată principal în fig. 8.25.

Pe sania port-piesă S_P se află suportul B, oscilant în jurul axei $A - A$. Piesa P este fixată între axul *2* și păpușa mobilă din dreapta, căpătînd mișcarea de avans circular de la axul *1* prin angrenajele z_1, z_2. Pe același ax *2* se află un număr de șabloane $Ş_B$ egal cu numărul de came al arborelui cu came. Sub acțiunea celor două arcuri R_1 și R_2, suportul oscilant B se sprijină prin șabloanele $Ş_B$ pe rola palpatoare P_P.

Rectificarea se face de către discul de rectificat S pe întreaga lățime a camei. După prelucrarea unei came, sania S_P se deplasează pentru poziționarea camei următoare în fața discului de rectificat.

Întrucît șabloanele $Ş_B$ nu sînt distanțate între ele identic cu distanțarea camelor arborelui (deoarece arborii cu came pot fi diferiți), este necesară și poziționarea rolei palpatoare P_P, ceea ce se realizează prin deplasarea axială a sa, ea fiind fixată pe tija T.

Prelucrarea prin frezare de copiere a unor piese plane de tipul camelor necesită o masă rotativă M_R (fig. 8.26), care se montează pe masa longitudinală M_L a mașinii de frezat.

Pe masa rotativă M_R se montează șablonul $Ş_B$ și piesa P. Pe sania verticală S_V se află freza S și rola palpatoare P_P. Contactul rolă-șablon este asigurat de greutatea G prin cablul legat de sania longitudinală.

Mișcarea de avans circular a ansamblului șablon-piesă se efectuează manual cu roata de mînă M.

Fig. 8.27 schematizează prelucrarea unei came cilindrice P prin frezare cu o freză deget S.

Piesa-camă P capătă o mișcare de rotație prin angrenajul melc-roată melcată m/z_1. Acționarea poate fi manuală sau preluată de la cutia de avansuri.

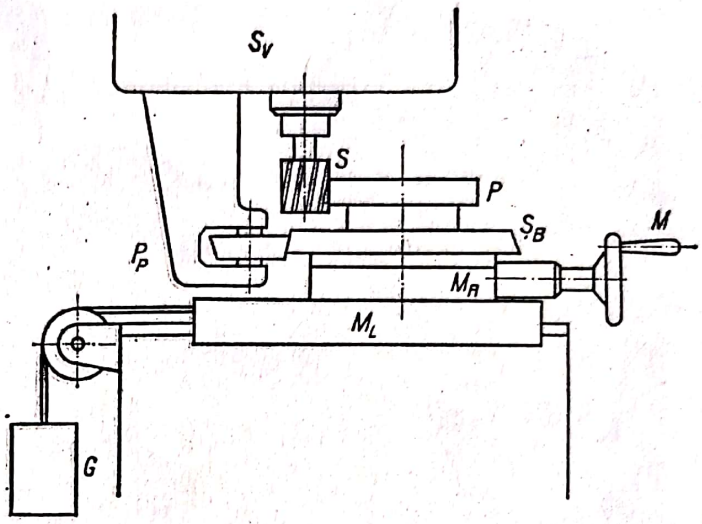


FIG. 8.26. Copierea prin frezare pe o masă rotativă.

Același melc m angrenează și cu roata melcată z_2 care este solidarizată cu șablonul $Ş_B$, asigurîndu-se astfel deplasarea longitudinală a mesei M_L și deci și deplasarea axială a piesei-camă P. Șablonul se sprijină pe palpatorul P_P, forța de contact fiind realizată de un arc R.

Fig. 8.28 reprezintă un strung de prelucrat, prin copiere mecanică, a pieselor de formă necirculară (în cazul din fotografie, a găurilor așa-numitului profil K). Principiul copierii este reprezentat în fig. 8.29. Șablonul $Ş_B$ are o mișcare de rotație ω identică cu a piesei. Rola palpatoare P_P este menținută în contact cu șablonul de către arcul R.

Laminoarele de tablă groasă folosesc cilindri de laminor cu diametre între 0,75 ... 1,80 m și lungimi de la 3 la 12 m, cilindri care trebuie rectificați după o curbă (fig. 8.30), determinată de săgeata $H = D_1 - D_2$ pe care o capătă cilindrul sub una din componentele forței de laminare.

Realizarea prin rectificare a profilului ABC se obține pe mașini speciale de rectificat care posedă un sistem de copiere mecanică, dotat cu un șablon rotativ $Ş_B$ (unele construcții au un șablon rectiliniu de tip liniar) și un sistem de pîrghii care acționează asupra excentricității e a axului portpiatră în raport cu lagărele acestuia.

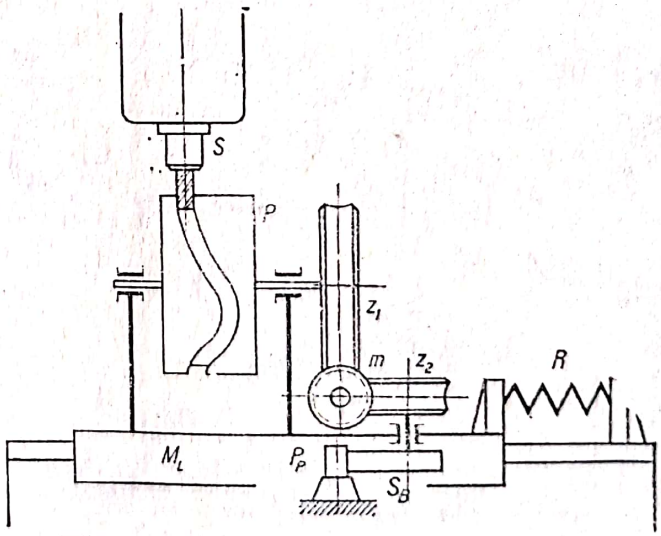


FIG. 8.27. Prelucrarea cu freza deget a unei came cilindrice.

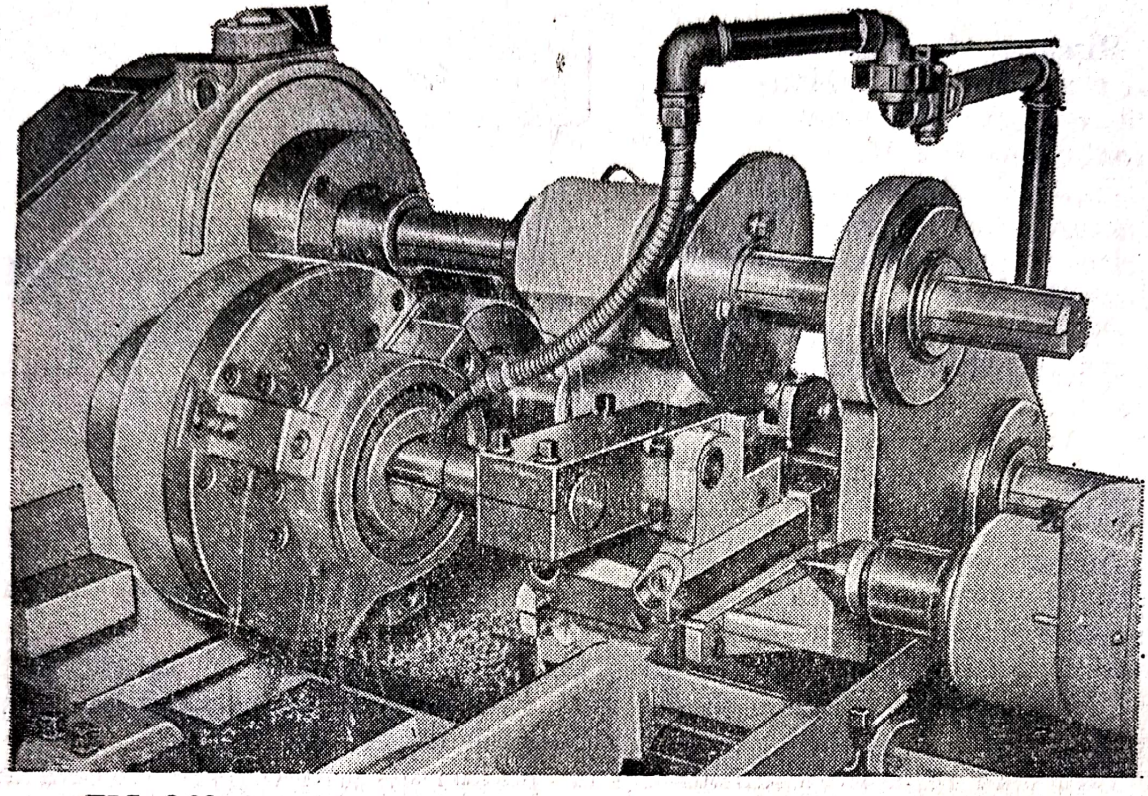


FIG. 8.28. Strunjirea unui profil *K* interior prin copierea unui șablon.

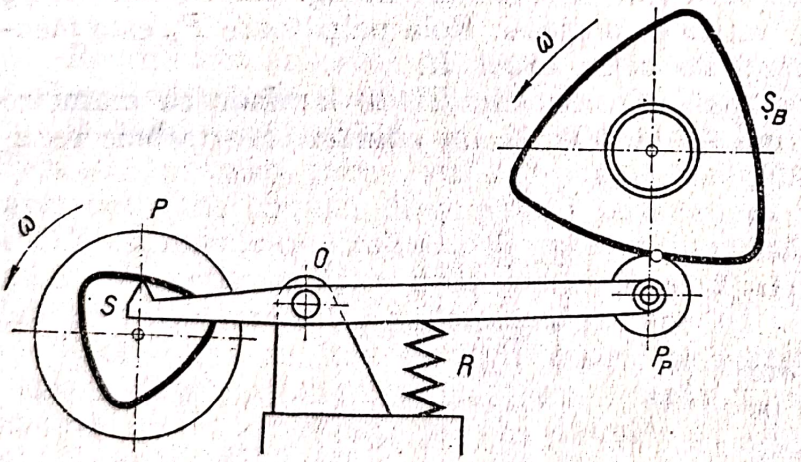


FIG. 8.29. Schematizarea modului de copiere din fig. 2.28.

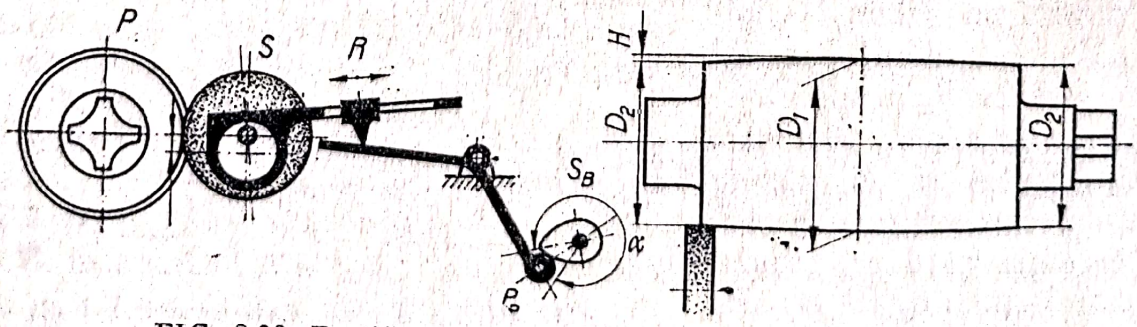


FIG. 8.30. Rectificarea bombată a arborilor de laminoare.

Mărimea săgeții H poate fi modificată prin poziționarea corespunzătoare a piesei de sprijin R.

Lingourile de oțel au o formă piramidală cu baza pătrată, octogonală sau circulară.

Înainte de a fi supuse laminării pentru transformarea acestora în profile, bare sau table, este necesară *decojirea* lor, adică îndepărtarea unui strat de material care conține zgură și defecte de turnare, care prin laminare, ar face ca laminatele să fie neutilizabile.

Decojirea lingourilor necirculare, prin strunjire sau frezare, ridică probleme tipice de copiere, care sînt rezolvate în genere prin sisteme de copiere hidraulică.

O firmă italiană a realizat strunguri care execută strunjirea poligonală (fig. 8.31) printr-o copiere mecanică, remarcabilă prin simplitatea sistemului de copiere, în comparație cu sistemele hidraulice.

Deosebirea esențială constă în faptul că pentru copierea profilului poligonal nu se utilizează un șablon propriu-zis, ca la toate sistemele de copiere mecanică, ci ca șablon se folosește însăși piesa supusă decojirii.

Strungul posedă doi suporți cu cuțite (pentru lingouri lungi, pot fi 4 sau 6 suporți identici). Din fig. 8.31 se vede că fiecare suport posedă cîte două cuțite și două role cu profil sferic.

Schema din fig. 8.32 explică funcționarea sistemului de copiere mecanică. Pe sania longitudinală S_L (căruciorul strungului) se află cei doi suporți *1* care pot oscila în jurul axei *2*. În fiecare suport se află două cuțite S dispuse simetric și două role palpatoare P_P. Fiecare

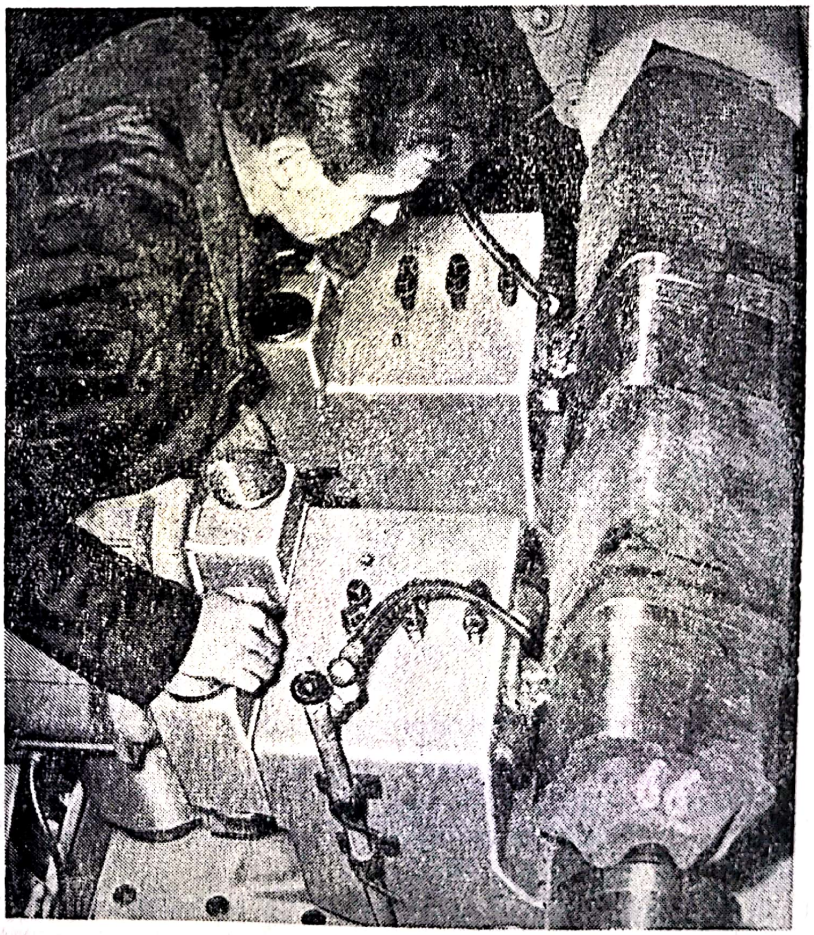


FIG. 8.31. Decojirea lingourilor pătrate prin strunjire pe strungurile SAFOP.

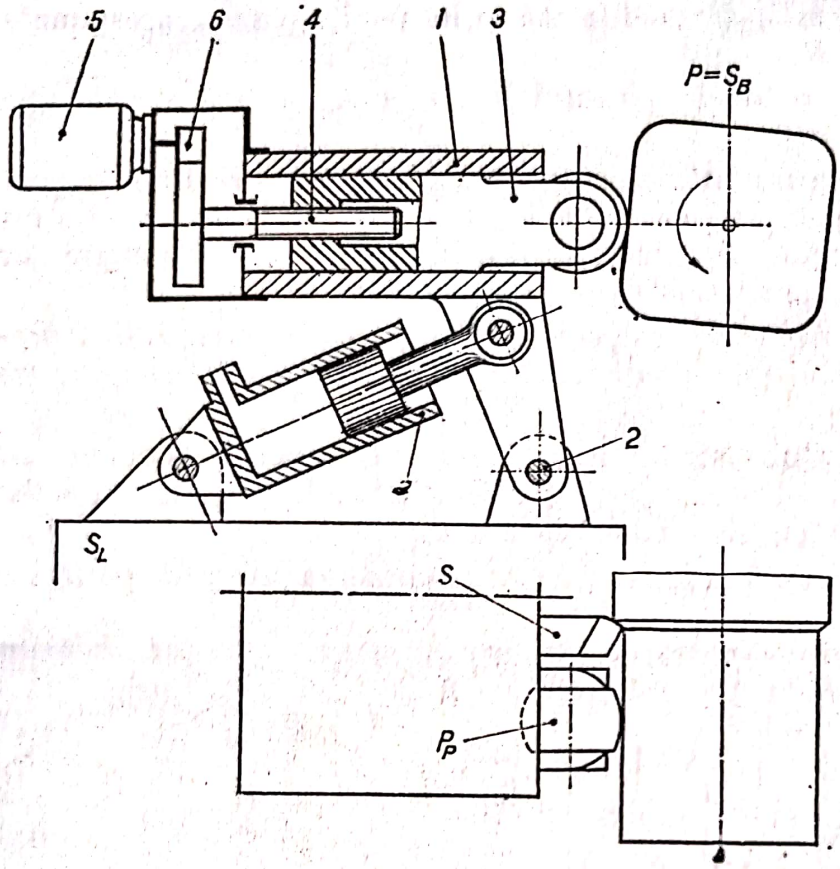


FIG. 8.32. Schemă privind principiul de funcționare a sistemului de copiere SAFOP.

rolă este montată pe o piesă cilindrică *3* care poate fi deplasată într-un sens sau altul de către șurubul *4* rotit de motorul *5* prin intermediul unui reductor *6*. Comanda motorului *5* se efectuează manual, prin butoane.

Contactul dintre rolă-lingou, acesta jucînd rolul de șablon, este realizat printr-un cilindru pneumatic *7*. Prin rotirea lingoului-șablon, suportul *1* împreună cu rola și cuțitul oscilează în jurul axei *2*, ceea ce este realizabil datorită posibilității de comprimare a aerului din cilindrul *7*.

Alte aplicații ale copierii mecanice pot fi întîlnite la rectificarea pietrelor abrazive pentru prelucrarea danturilor, la prelucrarea danturilor conice prin copiere etc.

8.3.2. Copierea pantografică

Copierea pantografică este o copiere mecanică prin frezare care permite reproducerea la o scară mărită sau micșorată a șablonului sau a modelului.

Copierea pantografică este folosită pentru confecționarea matrițelor mici și complicate ca cele pentru monede, medalii, insigne etc. și pentru gravarea literelor, cifrelor, gradațiilor (fig. 8.33).

Sistemul pantografic permite, în afara reproducerii la scări diferite de aceea a șablonului sau modelului, reproducerea simetric reflectată a șablonului sau transpunerea modelului plan pe o suprafață oarecare, de exemplu, cilindrică ca în fig. 8.34.

Pentru profilarea pietrelor de rectificat danturi, la care piatra are profilul danturii, se folosesc de asemenea sisteme pantografice duble după cum s-a menționat mai sus.

Copierea pantografică se bazează pe proprietățile paralelogramului articulat, avînd una sau două laturi prelungite.

Fie paralelogramul articulat $PQRS$ (fig. 8.35), cu latura PQ prelungită pînă la O, punct fix în jurul căruia întregul sistem se poate roti.

Dacă punctul I de pe latura PS urmărește o curbură C_I, atunci un punct E de pe latura QR descrie o curbă C_E. Pentru ca cele două curbe să fie asemenea în raportul i_T, trebuie să existe anumite condiții de poziție ale celor două puncte. Notînd prin ρ_I și ρ_E razele de rotație instantanee ale punctelor respective față de punctul de rotație O din triunghiurile OIP și OEQ, se pot scrie relațiile

$$\rho_I^2 = p^2 + i^2 - 2pi\cos\alpha$$

și

$$\rho_E^2 = q^2 + e^2 - 2qe\cos\alpha,$$

în care p, q, i și e au semnificațiile din figură. Eliminînd pe $\cos\alpha$ din cele două expresii

$$\cos\alpha = \frac{p^2 + i^2 - \rho_I^2}{2pi} = \frac{q^2 + e^2 - \rho_E^2}{2qe},$$

rezultă expresia razei de rotație instantanee a punctului E

$$\rho_E^2 = q^2 + e^2 - \frac{p^2 + i^2}{pi}qe + \frac{\rho_I^2}{pi}qe$$

sau, altfel ordonat,

$$\rho_E^2 = \frac{qe}{pi}\rho_I^2 + q^2 + e^2 - \frac{p^2 + i^2}{pi}qe.$$

Notînd

$$i_T^2 = \frac{qe}{pi}$$

și restul termenilor prin λ, expresia lui ρ_E capătă forma

$$\rho_E^2 = i_T^2\rho_I^2 + \lambda.$$

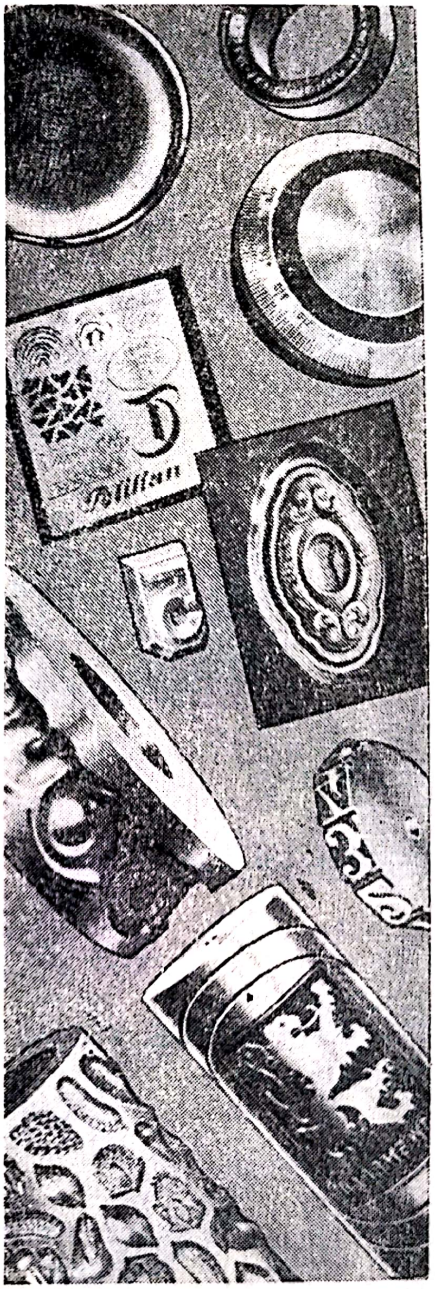


FIG. 8.33. Piese gravate pantografic.

Pentru ca raportul celor două raze să fie egal cu i_T, este necesară îndeplinirea condiției $\lambda = 0$, adică

$$\lambda = q^2 + e^2 - \frac{p^2 + i^2}{pi}qe = 0,$$

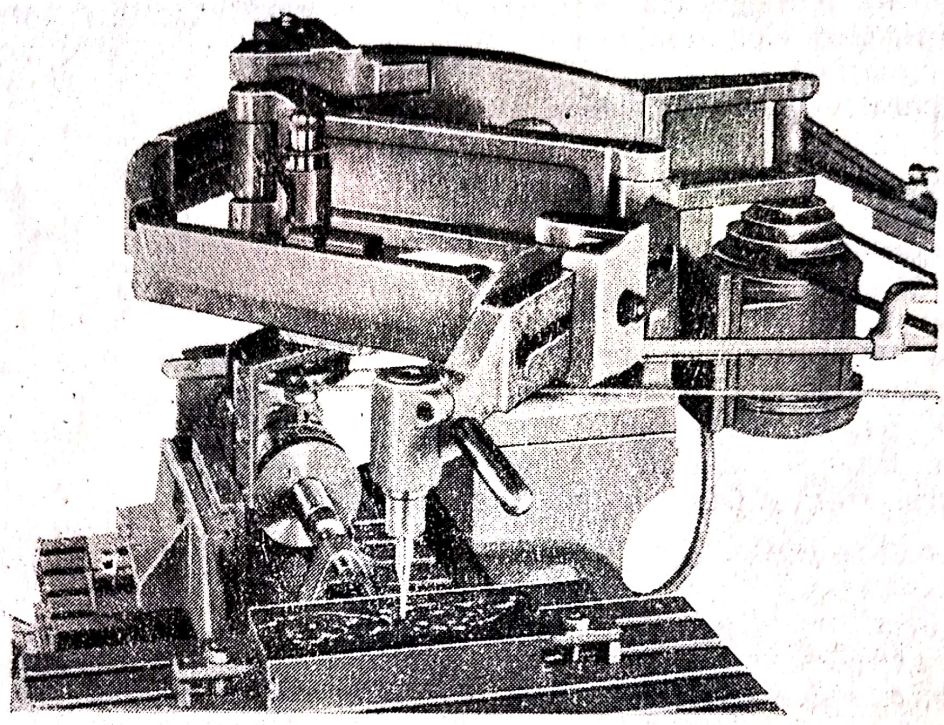


FIG. 8.34. Sistem pantografic pentru transpunerea pe o suprafață cilindrică a unui desen

ecuație ale cărei rădăcini se exprimă prin

$$q = \frac{1}{2}\left[\frac{p^2+i^2}{pi}\,i \pm \sqrt{\left(\frac{p^2+i^2}{pi}\right)^2 e^2 - 4e^2}\right].$$

Radicalul din această expresie se poate scrie

$$\frac{e}{pi}\sqrt{(p^2+i^2)^2 - 4p^2i^2} = \frac{e}{pi}(p^2-i^2),$$

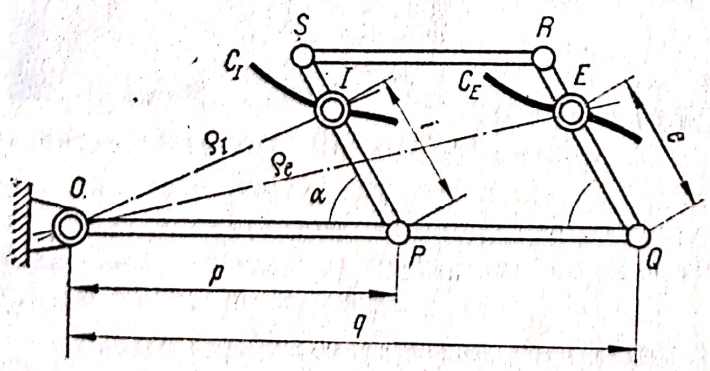


FIG. 8.35. Schemă pentru demonstrarea relațiilor pantgorafice.

astfel că

$$q = \frac{e}{2pi}[p^2+i^2+(p^2-i^2)],$$

care duce la două soluții

$$q = \frac{ep}{i} \quad \text{și} \quad q = \frac{ei}{p},$$

dintre care numai prima are aplicabilitate și din care rezultă că raportul celor două

raze ρ_I și ρ_E se menține constant, dacă se realizează condiția

$$\frac{q}{p} = \frac{e}{i},$$

ceea ce înseamnă că cele două triunghiuri OPI și OQE trebuie să fie asemenea și, ca urmare, punctele I și E trebuie să se afle pe aceeași dreaptă care trece prin O, după cum se arată în fig. 8.36.

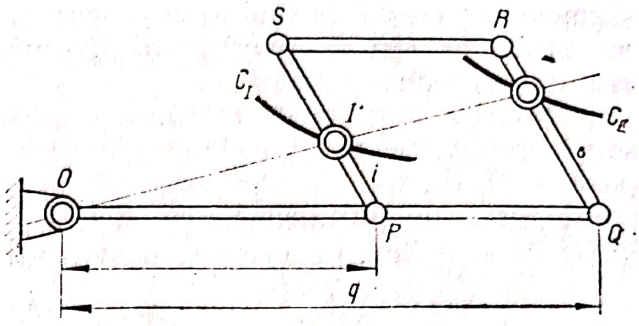


FIG. 8.36. Condiția coliniarității celor trei puncte, necesară unui sistem pantografic.

Înlocuind în expresia lui i_T^2 pe q cu prima sa expresie, se obține

$$i_T = \frac{e}{T},$$

ceea ce permite să se scrie în continuare că raportul de transfer este

$$i_T = \frac{q}{p}.$$

El este denumit și *raport de mărire* sau de asemănare. Deplasînd punctul P pe dreapta OQ, variază p, deci și raportul de transfer. Pentru q luat ca unitate, avînd în vedere că în I se află palpatorul, iar în E scula, raportul de transfer este supraunitar, deoarece $q > p$, deci curba C_E este mărită de i_T ori în raport cu curba C_I și, ca urmare, unei deplasări y_i îi corespunde o deplasare y_e mărită de i_T ori

$$y_e = i_T y_i.$$

Dacă se inversează între ele palpatorul și scula, atunci raportul de transfer trebuie scris

$$i_T = \frac{p}{q},$$

datorită inversării condițiilor inițiale care au stat la baza determinării lui i_T. În acest caz, pentru q luat ca unitate, raportul de transfer i_T este subunitar. Deci y_e, va fi mai mic decît y_i.

Raportul de transfer se micșorează cu cît P se apropie de punctul de rotație O, devenind zero cînd P se suprapune cu O. Depășind în stînga punctul O (fig. 8.37)

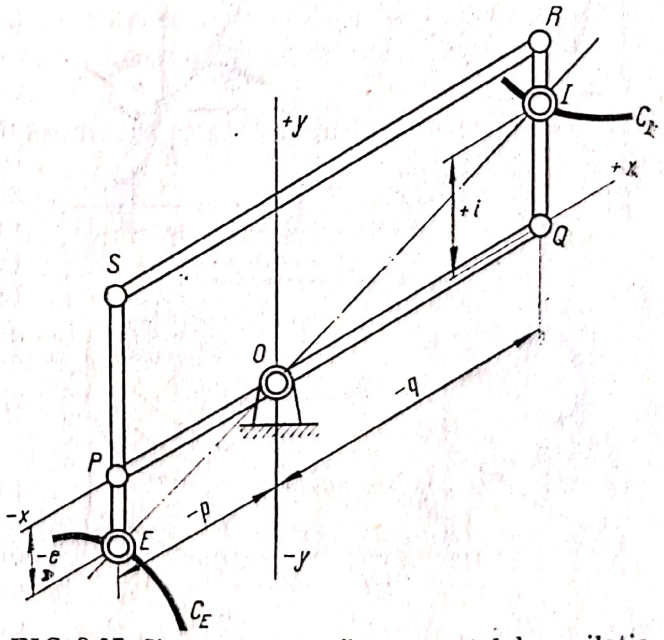


FIG. 8.37. Sistem pantografic cu punctul de oscilație între P și Q.

segmentul p crește, putînd ajunge egal cu q sau chiar mai mare. Ca urmare, un astfel de sistem pantografic permite obținerea de măriri, micșorări sau de reproduceri identice.

Datorită faptului că mărimea segmentului p poate fi luată la dreapta sau la stînga lui O, el trebuie prevăzut cu semne. Considerînd segmentele pozitive la dreapta lui O, rezultă că pentru un același i_T, realizat cu sistemele pantografice din ultimele figuri, i_T are semnul plus în primul caz și minus în cel de al doilea. Ca urmare, pentru utlimul sistem pantografic se va scrie

$$y_e = -i_T \cdot y_i,$$

ceea ce înseamnă că, pentru un sistem de coordonate rectangulare, y_i va fi negativ. Cum pe de altă parte și x este negativ, deoarece se află în stînga lui O, curba reprodusă va fi asemănătoare curbei șablonului, însă în cadranul *III*, deci rotită cu 180° în raport cu aceasta din urmă.

Cele două feluri de sisteme pantografice sînt cunoscute sub denumirile: cu punct de oscilație exterior, cînd P este pozitiv, și cu punct de oscilație interior, cînd P este neagativ.

8.3.3. Sisteme hidraulice de copiere

Copierea hidraulică are o largă utilizare la prelucrarea pieselor prin strunjire și prin frezare. Mai rar este întîlnită și la prelucrarea prin rabotare.

Copierea prin strunjire este prin esență o copiere după o *coordonată* (fig. 8.38, *a*), viteza w_x fiind viteza de avans longitudinal constantă ca mărime, în timp ce viteza de avans de copiere w_y depinde de unghiul θ al tangentei la profil. Există însă construcții la care și mișcarea de avans longitudinal se obține pe cale hidraulică (pentru lungimi mici) cazuri în care se urmărește obținerea vitezei de avans tangențial w constantă, deci și w_x ca și w_y sînt variabile, copierea producîndu-se după *două coordonate*.

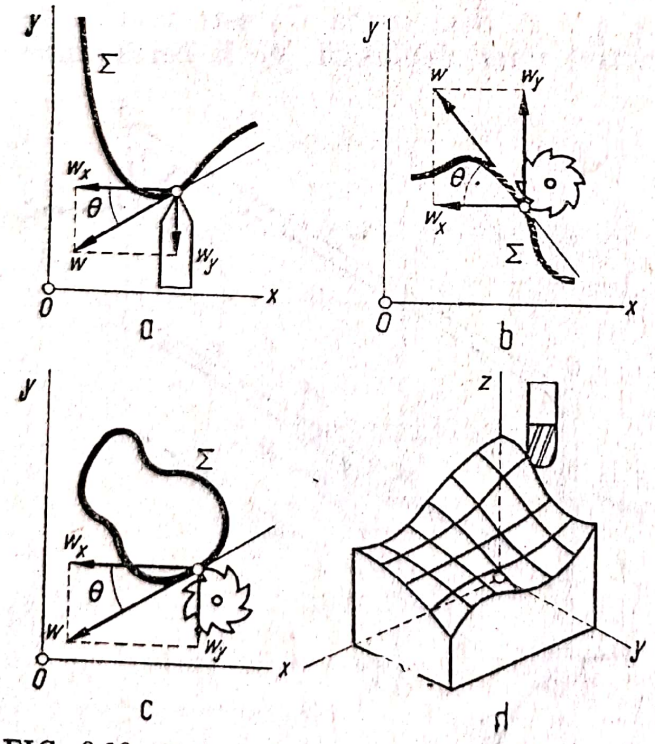


FIG. 8.38. Sisteme de copiere după una sau mai multe coordonate.

La rabotare, copierea se face totdeauna numai după o coordonată.

Copierea prin frezare se poate prezenta sub mai multe aspecte. Copierea se poate face după o coordonată sau două (fig. 8.38, *b*), după cum viteza de avans w_x este o viteză de transport sau de copiere. La copierea după contur (*c*), aceasta se

realizează totdeauna după două coordonate. Copierea spațială (*d*) se poate face după o coordonată (w_z = copiere, w_y = = transport, w_x = alimentare), după $2\,^1/_2$ coordonate (w_z = = copiere, w_y = copiere, w_x = alimentare) sau depă trei coordonate, caz în care toate vitezele de avans sînt de copiere. Acest din urmă caz este întîlnit în genere la copierea spațială în coordonate cilindrice.

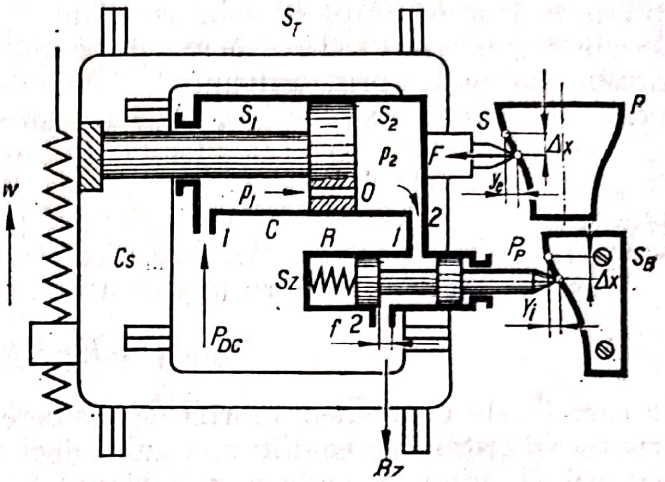


FIG. 8.39. Sistem de copiere hidraulică cu control pe o muchie.

a. **Principiul copierii hidraulice.** Sistemele de copiere hidraulică sînt sisteme cu legătură inversă (cu reacție), în care elementul care determină mărimea erorii și acționează asupra mărimii de intrare, este un sesizor hidraulic de tip sertăraș.

Toate sistemele hidraulice de copiat se împart în două grupe distincte, funcție de construcția sertărașului sesizor.

În prima grupă, sertărașul sesizor *S* (fig. 8.39) menține deschisă trecerea uleiului, printr-o fantă *f*, în timp ce la a doua grupă (fig. 8.40), menține continuu închisă trecerea (sau ieșirea) uleiului din cilindru

În primul caz pentru un regim staționar, de exemplu cînd generatoarea piesei (și deci și șablonul) este o dreaptă paralelă axei de rotație, debitul de ulei care trece prin fanta *f* este constant, în timp ce la al doilea caz, debitul este nul.

În regim tranzitoriu, la copierea unei curbe oarecare, debitul de ulei variază pentru ambele sisteme.

Datorită faptului că în regim tranzitoriu mărimea fantei în cazul fig. 8.39 depinde de poziția muchiei pistonașului sesizorului, sistemul de copiere este denumit cu *control pe o muchie*. La sistemul de copiere din fig. 8.40, acționează ambele muchii ale pistonașului mijlociu, de unde denumirea de sistem de copiere cu *control pe două muchii*.

Funcționarea pistonului cu control pe o muchie (fig. 8.39) este următoarea:

Pe sania transversală S_T a strungului se află fixat cilindrul cu sesizorul. Tija pistonului este solidarizată de căruciorul C_S al strungului. Introducînd ulei sub

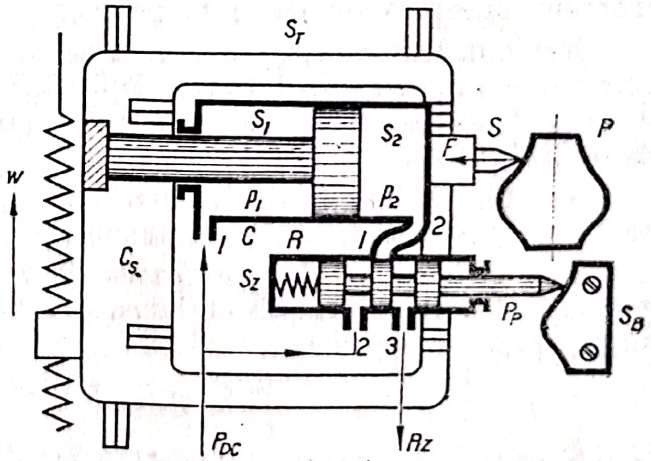


FIG. 8.40. Sistem de copiere hidaulică cu control pe două muchii.

presiune de la o pompă cu debit constant P_{DC} prin orificiul *1* al cilindrului *C*, acesta trece, prin gaura *O* făcută în piston, în camera din dreapta a cilindrului, de unde, prin orificiul *2* al cilindrului și *1* al sesizorului S_z, uleiul poate ieși prin fanta *f* a orificiului *2* al sesizorului spre rezervorul R_z.

Dacă p_1 este presiunea uleiului în partea din stînga pistonului, atunci în partea din dreapta acestuia, presiunea p_2 va fi mai mică decît p_1 datorită pierderii de presiune la trecerea uleiului prin orificiul *O* din piston, ca și a scurgerii acestuia prin fanta *f* spre rezervor.

În condiția de echilibru (regim static) trebuie să existe egalitatea

$$p_1S_1 + F = p_2S_2,$$

în care *F* este componenta forței de așchiere pe direcția axei cilindrului. Pentru această stare de echilibru, rezultă deci o anumită mărime din fantă, palpatorul P_p fiind în contact cu șablonul S_B datorită forței arcului *R*.

Declanșînd mișcarea de avans cu viteza *w*, de exemplu în sensul din figură, palpatorul va fi deplasat de șablon spre stînga, ceea ce are ca urmare mărirea fantei *f*. Mărimea acesteia duce la micșorarea presiunii p_2 și ca urmare egalitatea de mai sus devine

$$p_1S_1 + F > p_2S_2$$

Forța $p_1S_1 + F$ apasă pe peretele cilindrului din stînga, deplasînd acesta în același sens, deci retrăgînd cuțitul *S* spre stînga. Dar în același timp se retrage și cilindrul sesizorului, și ca urmare fanta se micșorează revenind la mărimea inițială, pentru restabilirea condiției de echilibru.

Pînă la revenirea în starea de echilibru, sistemul a funcționat în regim tranzitoriu. Mărimea de intrare y_i (pentru o deplasare Δx), deplasarea palpatorului spre stînga, a mărit fanta cu aceeași cantitate, care a produs o pierdere de presiune, care a pus în mișcare ansamblul cilindru-cuțit și ca urmare deplasarea saniei transversale S_T spre stînga cu aceeași mărime, devenită în acest moment mărimea de ieșire y_e pe piesă.

Regimul tranzitoriu poate avea diferite aspecte, printre care și sub forma oscilatorie amortizată, datorită deplasării saniei spre stînga mai mult decît ar fi fost necesar, realizînd o fantă mai mare decît aceea necesară condiției de echilibru.

Trebuie de luat în considerare că în procesul de copiere regimul tranzitoriu este continuu, astfel că fenomenele tranzitorii se suprapun.

Este evident că dacă mișcarea de avans s-ar fi produs în sens invers, pistonașul sesizorului, sub acțiunea arcului *R*, ar fi micșorat fanta *f*, egalitatea inițială devenind

$$p_1S_1 + F < p_2S_2$$

și, ca urmare, deplasarea saniei transversale *S* împreună cu întregul ansamblu s-ar fi făcut spre dreapta.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul sistemelor de copiere cu control pe două muchii (fig. 8.40), condiția de echilibru este aceeași, numai că forțele respective iau naștere în alt mod. În stînga pistonului, uleiul se află sub o presiune constantă p_1, fiind furnizat de o pompă cu debit constant (și deci și de presiune constantă). Forța rezultată $p_1S_1 + F$ tinde să deplaseze cilindrul (și sania transversală S_T) spre stînga, ceea ce nu este posibil, deoarece orificiul *1* al sesizorului S_z este închis și ca urmare forța p_2S_2 care acționează în dreapta pistonului este egală cu suma forțelor precedente adică

$$p_1S_1 + F = p_2S_2.$$

Presiunea p_2 este mai mică decît p_1 deoarece $S_2 < S_1$.

La deplasarea palpatorului P_P, de exemplu spre stînga (pentru w de sens invers decît în figură), se deschide orificiul *1* al sesizorului, uleiul din dreapta pistonului putîndu-se scurge spre rezervorul R_z, și ca urmare presiunea p_2 se micșorează.

Egalitatea precedentă devine

$$p_1S_1 + F > p_2S_2$$

și ca urmare cilindrul C și sania transversală se deplasează spre stînga, pe aceeași distanță pe care s-a deplasat și palpatorul, în final, orificiul *1* închizîndu-se sistemul rămînînd imobil.

Dacă palpatorul se deplasează spre dreapta (pentru w ca în schemă), orificiul *1* se redeschide, însă pe muchia din dreapta, ceea ce are ca urmare introducerea uleiului de la pompă prin orificiul *2* al sesizorului, în dreapta cilindrului presiunea p_2 crescînd, deoarece $p_1 > p_2$. Sania transversală S_T cu întreg ansamblul se deplasează spre dreapta pînă în momentul în care orificiul *1* al sesizorului se închide.

Sisteme de copiere hidraulică identice sînt folosite la mașinile de frezat, cu control pe o muchie (fig. 8.41) sau pe două muchii. Copierea poate fi plană sau spațială (fig. 8.42), în ultimul caz copierea făcîndu-se numai pe o coordonată.

Numeroasele variante constructive sînt derivate din aceste două tipuri de

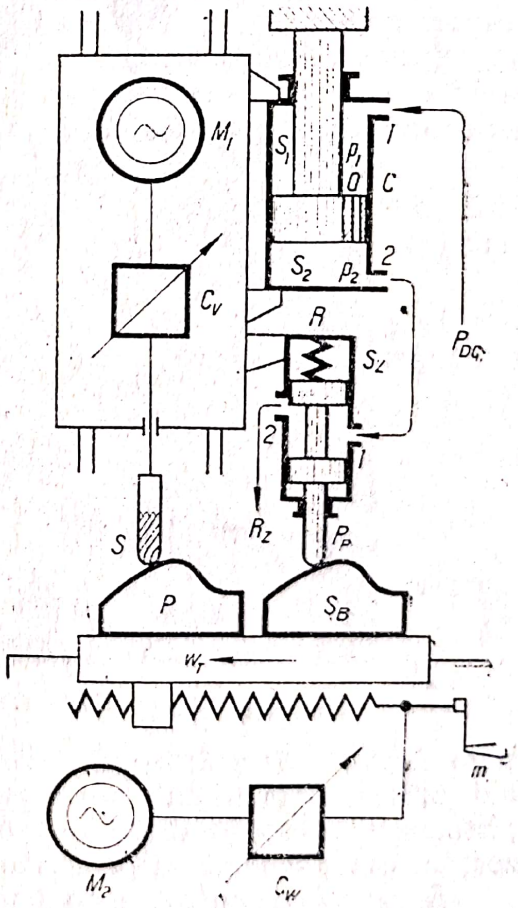


FIG. 8.41. Copiere prin frezare cu control pe o muchie.

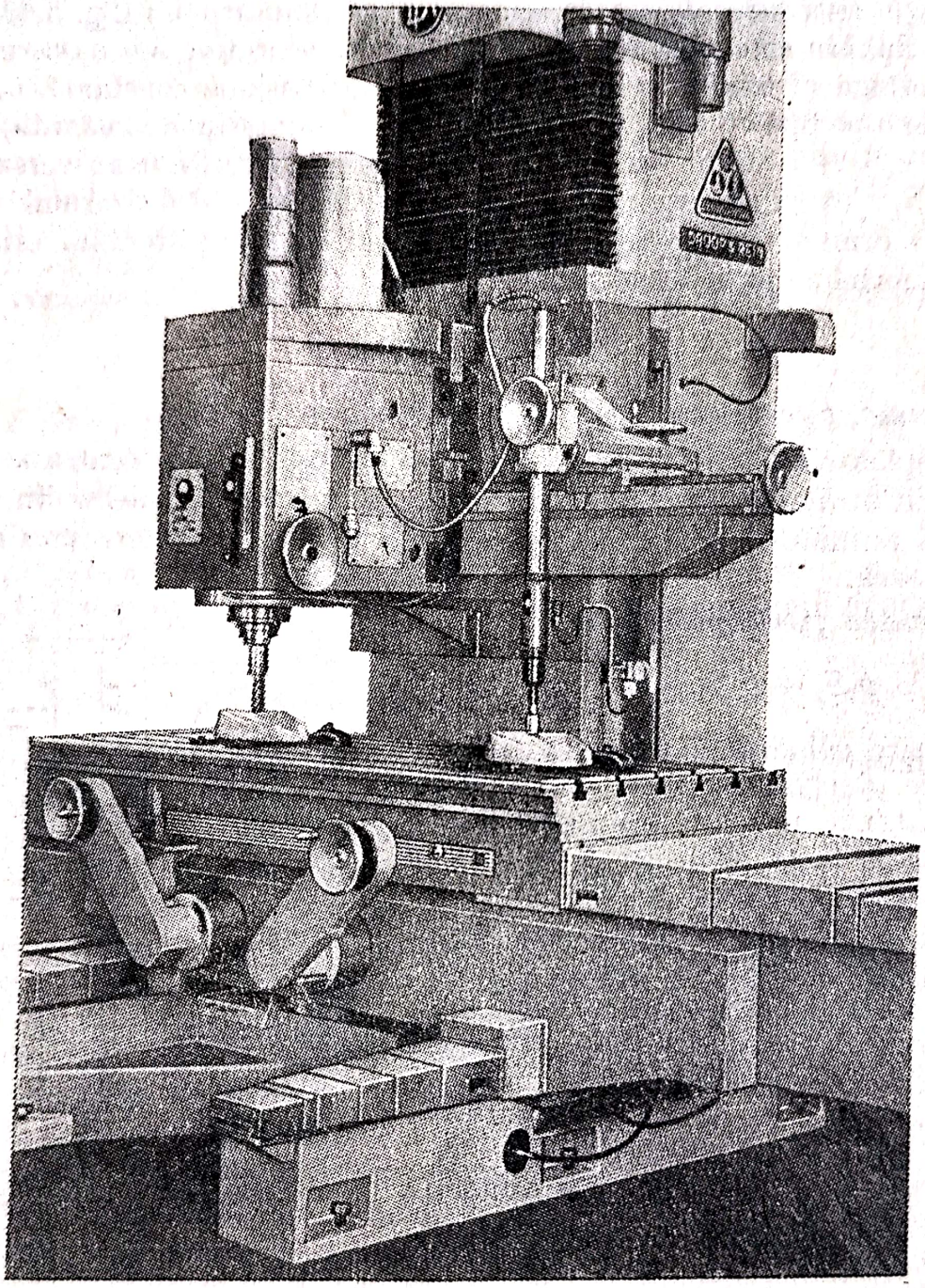


FIG. 8.42. Copiere spațială.

bază. Astfel, schemele din fig. 8.43 și 8.44 reprezintă variante ale sistemului hidraulic de copiere cu control pe o muchie, la care în locul orificului *O* din piston se folosește un drosel reglabil *D* montat pe conducta de intrare în sesizor, la prima schemă, și pe conducta de ieșire, la cea de a doua.

Sesizorul cu control pe două muchii poate fi utilizat la comanda cilindrilor nediferențiali (cu două tije, ambele de aceeași grosime), ca în fig. 8.45, ceea ce asigură aceeași viteză de deplasare în ambele sensuri. El poate fi utilizat și la

Scanned with OKEN Scanner

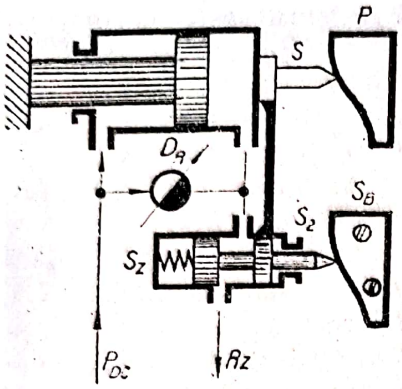


FIG. 8.43. Sistem de copiere cu control pe muchie și drosel pe conducta de intrare.

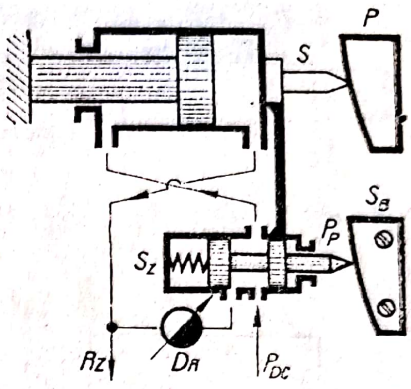


FIG. 8.44. Sistem de copiere hidraulică cu control pe o muchie și drosel pe conducta de ieșire.

comanda motoarelor hidraulice rotative M_{HR}, ca în schema din fig. 8.46, în care sesizorul S_z s-a reprezentat prin simbolul convențional pentru sertărașul hidraulic.

b. **Prelucrarea umerilor drepți.** După cum s-a mai spus, copierea hidraulică are o largă aplicabilitate la strunguri. Dar în majoritatea cazurilor pe strunguri nu se prelucrează piese de revoluție cu profiluri complicate, ci piese de tipul axelor și arborilor, cu trepte de diametre diferite și posedînd porțiuni conice sau canale (fig. 8.47).

Pentru prelucrarea în serie a unei astfel de piese, nu este necesar să se confecționeze un șablon propriu-zis, ci este suficient să se execute o primă piesă, care apoi este utilizată ca șablon (v. fig. 8.51).

Trecerea de la o treaptă la alta, denumită umăr, ridică o problemă specifică copierii, datorită constanței vitezei de avans de transport a căruciorului strungului.

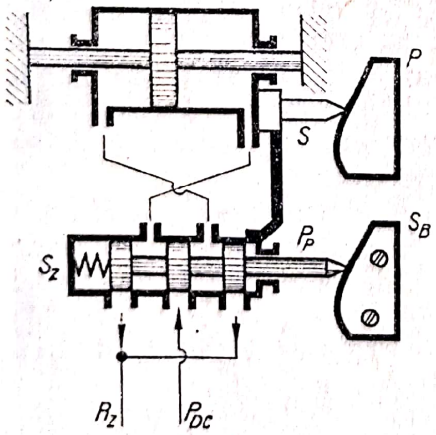


FIG. 8.45. Sistem de copiere hidraulică cu control pe două muchii.

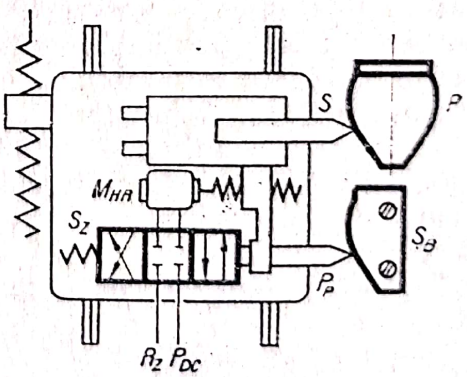


FIG. 8.46. Folosirea motorului hidraulic rotativ într-un sistem de copiere cu control pe două muchii.

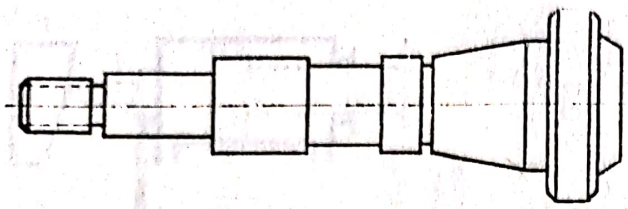


FIG. 8.47. Piesă tipică cu umeri drepți.

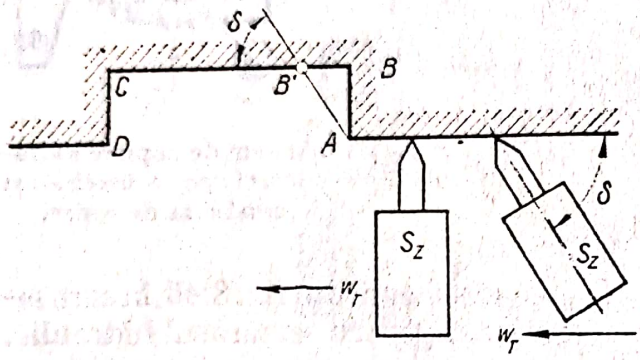


FIG. 8.48. Schemă privind prelucrarea umerilor repți.

Dacă sesizorul este normal pe șablon (fig. 8.48), din punctul A, datorită vitezei de avans w a căruciorului, palpatorul nu va ajunge în B ci în B' și, ca urmare, și pe piesă în locul umărului drept AB, va rezulta panta AB'.

În continuare, sesizorul deplasîndu-se spre stînga, la umărul CD, palpatorul acestuia nu va mai putea reacționa, neputîndu-se retrage, ceea ce va avea ca urmare distrugerea sa, avînd în vedere că mișcarea de avans nu este întreruptă.

Remedierea se obține înclinînd sesizorul de un unghi δ, de fapt se înclină întreg ansamblu sanie portcuțit și sesizor (fig. 8.49), astfel că, la contactul palpatorului cu umărul CD, ia naștere o componentă, pe direcția de deplasare a palpatorului în raport cu corpul sesizorului, comandîndu-se astfel retragerea saniei portcuțit. Realizarea umărului drept AB totuși nu este posibilă decît prin inversarea piesei și a șablonului, caz în care AB ia locul umărului CD și deci poate fi prelucrat.

Constructiv există însă cîteva soluții utilizate. Montarea pe aceeași sanie în partea de deasupra piesei a unui al doilea cuțit, astfel că, în cursa inversă spre dreapta, se copiază după un al doilea șablon umerii drepți neprelucrați în cursa cuțitului inferior, spre stînga.

Dotarea strungului cu o sanie transversală (fig. 8.50) acționată hidraulic ca în figură (sau acționată normal) permite obținerea umerilor drepți în ambele sensuri, precum și tăierea transversală a piesei, la prelucrarea pieselor din bare. La strungurile universale, sistemul de copiat hidraulic se poate monta pe sania transversală (fig. 8.51) prin intermediul unei plăci rotative, care permite fixarea ansamblului sub diferite unghiuri, chiar și paralel cu axa strungului, ceea ce permite realizarea unei copieri frontale.

Mărimea unghiului δ de înclinare a saniei portcuțit în raport cu direcția mișcării avansului de transport (fig. 8.52) influențează mărimea vitezei de avans w și, ca urmare, calitatea suprafeței funcție de unghiul α al tangentei la curba generată.

Pentru cazul $\delta = 90°$ (sania perpendiculară pe axa de rotație), rezultă că

$$w = \frac{w_T}{\cos \alpha}$$

și, ca urmare, pentru α variind între 0 și 90°, viteza de avans w în procesul de așchiere variază între w_T și ∞.

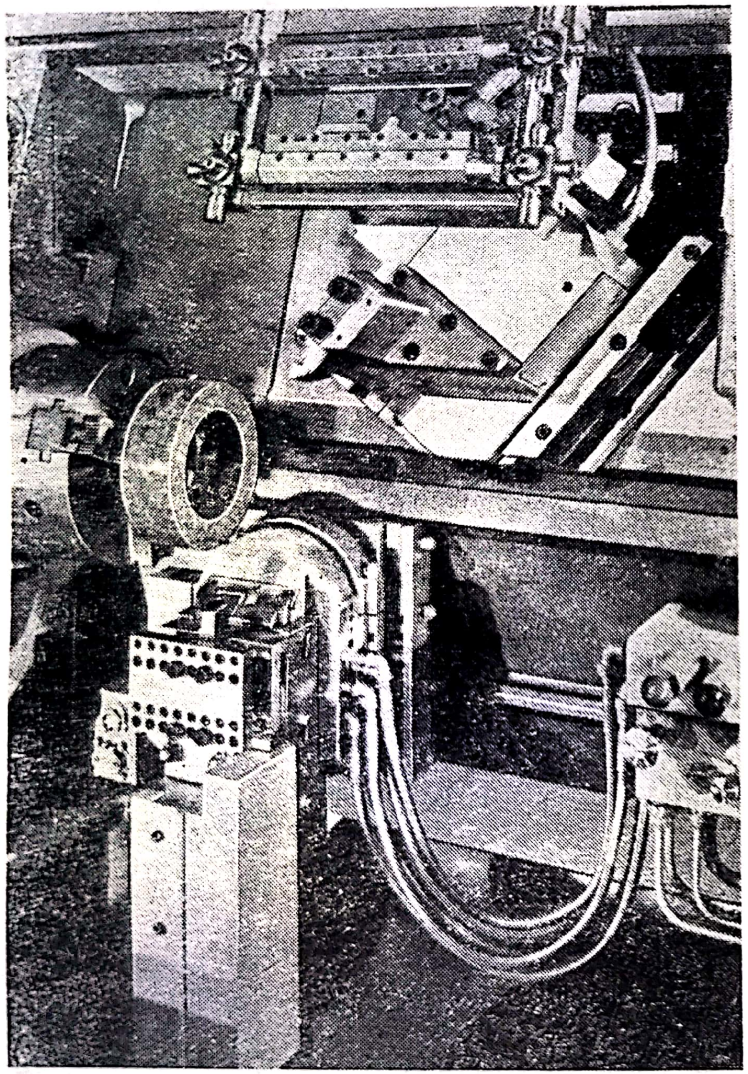


FIG. 8.50. Sania transversală (în partea inferioară) pentru prelucrarea umerilor drepți.

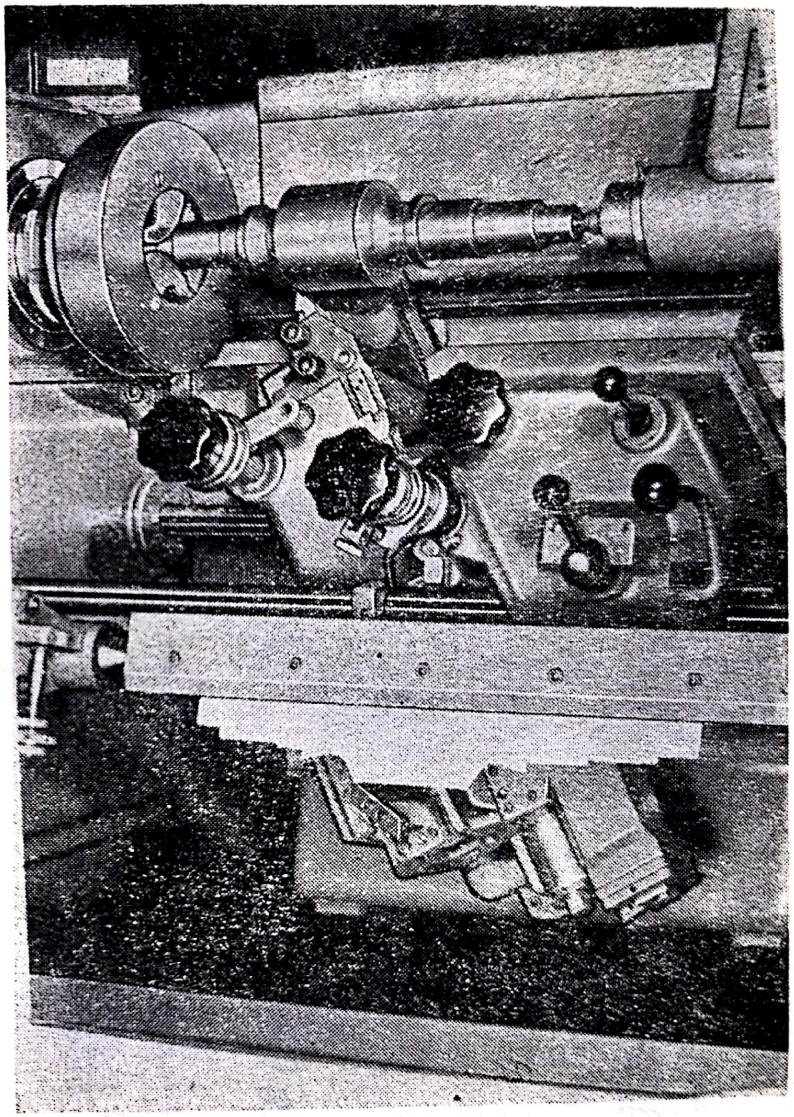


FIG. 8.49. Copierea hidraulică pe strunguri GF.

Scanned with OKEN Scanner

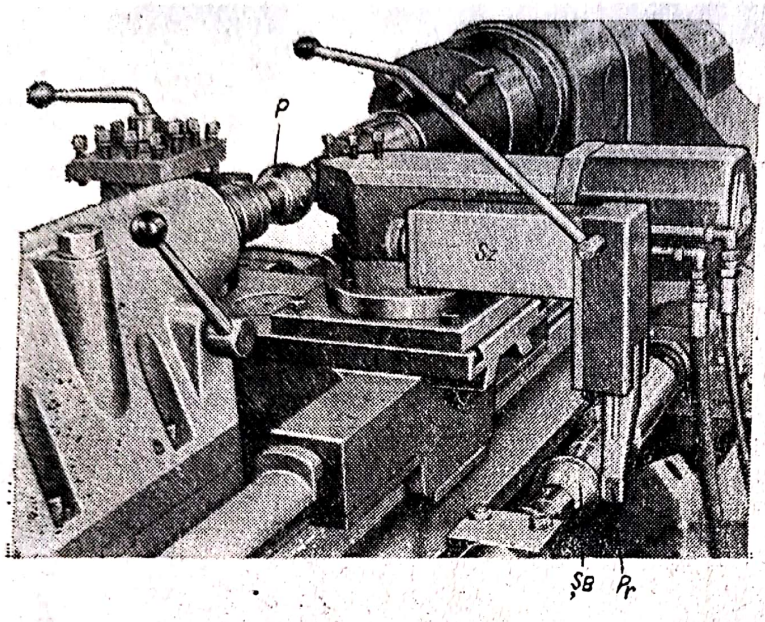


FIG. 8.51. Dispozitiv de copiat hidraulic TOS.

Din punct de vedere tehnologic, se poate admite o viteză de avans $w_{max} \leqslant 2\, w_T$, condiție care conduce la un unghi $\alpha_{max} \leqslant 60°$.

Dacă sania este înclinată de unghiul $\delta < 90°$ ca în fig. 8.52, atunci

$$w = \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \delta) w_T}.$$

Pentru aceeași condiție tehnologică $w \leqslant 2\, w_T$, rezultă că

$$\operatorname{tg} \delta = - \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha - \frac{1}{2}}.$$

Punînd condiția ca și la prelucrarea umerilor drepți (deci pentru $\alpha = 90°$) să fie îndeplinită aceeași condiție tehnologică, rezultă că

$$\delta = 63°20'.$$

În construcțiile realizate (fig. 8.49, 8.50 etc.) unghiul $\delta = 60°$.

8.3.4. Sisteme hidraulice de copiere după 2, 2 1/2 și 3 coordonate

Mașinile de copiat prin frezare se construiesc pentru copierea după șablon sau de model. Scopul copierii după două coordonate este de a obține o viteză de avans w cît mai constantă și ca urmare o calitate a suprafeței cît mai uniformă. Acest deziderat, realizat prin două sesizoare pe două direcții, permite copierea nu numai după șablon ci și după model, avansul pe a treia direcție fiind un avans periodic de alimentare, copierea făcîndu-se astfel după 2 1/2 coordonate.

Totuși, după cum se va vedea, la urmărirea șabloanelor cu contur închis (v. fig. 8.4, *b*), are loc *scăparea de pe contur*, după cum s-a menționat în cap. 8.1.4, din care cauză, pentru ca mașina de copiat prin frezare să aibă și această posibilitate (ca și aceea de a putea alege la copierea după model planul de copiere *xoz* — fig. 8.38, *c* — sau *yoz*, ca conținînd curba cu panta cea mai mică), se construiesc și în varianta cu trei sesizoare, deci pentru copierea pe trei coordonate, cu toate că în procesul de copiere după model mașina lucrează realmente după 2 1/2 coordonate.

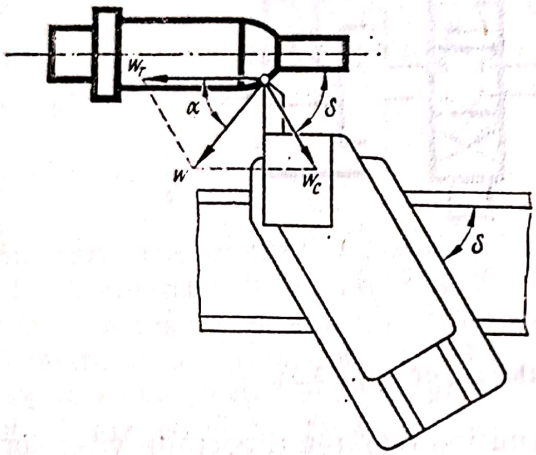


FIG. 8.52. Pentru determinarea unghiului δ de înclinare a saniei portcuțit.

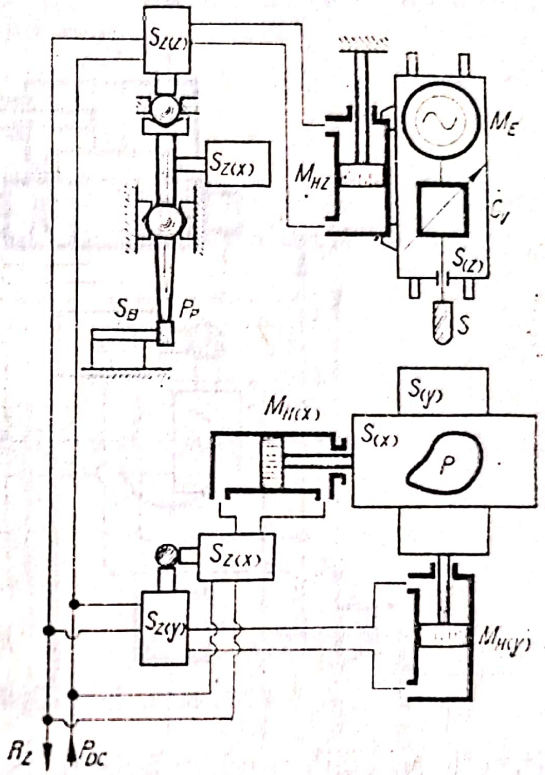


FIG. 8.53. Schema unui sistem hidraulic de copiere după trei coordonate.

Schema din fig. 8.53 reprezintă principiul copierii după trei coordonate, x și y în plan, z pe verticală, fiecărei coordonate corespunzîndu-i cîte un sesizor și cîte un motor hidraulic cilindru-piston.

Palpatorul P_P este unic, funcționînd conform celui descris sub fig. 8.17 pentru acționarea sesizorului pe coordonata z. Celelalte două sesizoare sînt acționate datorită rotirii tijei palpatorului în articulația sferică de la mijloc.

Conform schemei, uleiul sub presiune, de la pompa cu debit constant P_{DC}, trecînd prin sesizoare acționează motoarele hidraulice corespunzătoare. În realitate, marea pierdere de presiune în sesizoare impune utilizarea unei surse separate pentru acționarea motoarelor hidraulice, uleiul debitat prin sesizoare comandînd sertărașele distribuitoare $S_{D(x)}$ și $S_{D(y)}$ (în fig. 8.54 s-a reprezentat numai alimentarea acestor două motoare), care dirijează uleiul de la o a doua pompă P_{DC2} spre acestea.

Construcția capătă denumirea de sistem de copiere cu *amplificator de putere*. Lucrînd cu presiuni mai scăzute și debite mai mici, sesizorii sînt mai sensibili, însă, prin introducerea unui mecanism intermediar între sesizor și motorul hidraulic, se introduce și o deformare ca și o întîrziere a mărimii de ieșire.

Schema din fig. 8.55 reprezintă un sistem de copiere hidraulică după 2 1/2 coordonate fără amplificator de putere, folosind un sesizor S_z de con-

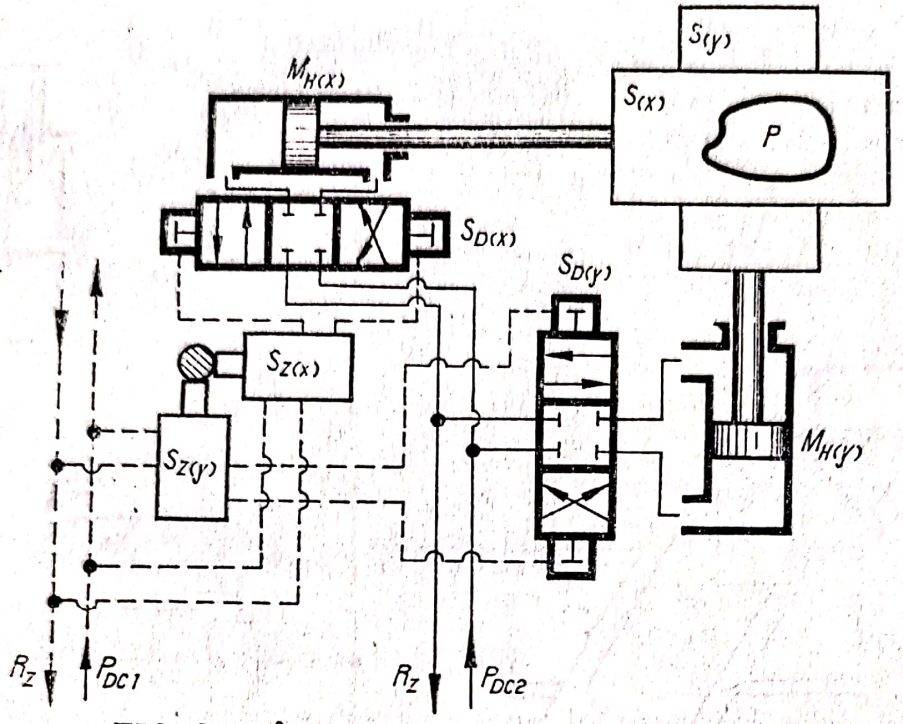


FIG. 8.54. În completarea schemei din fig. 2.53.

strucție specială și un stabilizator S_{TB}, permițînd reglarea raportului vitezelor de avans de copiere w_x și w_y pentru obținerea unui avans tangențial w constant.

De la pompa cu debit constant P_{DC}, uleiul intră prin sertărașul distribuitor S_D și orificiul *1* direct în motorul hidraulic $M_{H(x)}$ și prin *1* în sesizorul S_z de unde, prin *2* sau *3*, poate ajunge în partea inferioară *1* sau superioară a motorului hidraulic $M_{H(x)}$.

Prin orificiile *4* și *5* ale sesizorului S_z, uleiul de la $M_{H(x)}$ trece prin orificiile *1* și *2* ale stabilizatorului S_{TB} spre droselul D_{R1} și apoi la rezervor.

De la motorul $M_{H(x)}$ prin orificiul *2* al acestuia și sertărașul distribuitor S_D, uleiul trece prin orificiile *3* și *4* ale stabilizatorului, prin dorselul D_{R2}, spre rezervor.

La deplasarea saniei $S_{(x)}$ în sensul w_x datorită șablonului, palpatorul este împins în sus. Uleiul trece prin *1* și *3* S_z la 2 $M_{H(x)}$, deplasînd sania verticală $S_{(z)}$, de asemenea în sus. Uleiul din partea inferioară a cilindrului aceluiași motor trece prin *2* și S_z spre orificiul *1* al stabilizatorului S_{TB} și de aici, prin *2* și D_{R1}, spre rezervor. În același timp, uleiul din stînga motorului orizontal $M_{H(x)}$ trece prin *3* și *4* S_{TB} și D_{R2} la rezervor.

Stabilizatorul, în stare de echilibru, trebuie să satisfacă egalitatea

$$p_1 S_1 + p_2 S_2 = F_R,$$

în care p_1, S_1 și S_2 au semnificațiile din figură, iar F_R este forța arcului R.

Debitele de ulei prin cele două drosele se pot exprima prin

$$Q_z = A_z w_z = K_1 \alpha_1 s_1 \sqrt{p_1}$$
$$Q_x = A_x w_x = K_2 \alpha_2 s_2 \sqrt{p_2},$$

în care Q este debitul motorului respectiv (și al droselului corespunzător);
A — secțiunea activă a cilindrului motor;
w — viteza de deplasre;
K — coeficient depinzînd de natura uleiului;
α — coeficient de debit;
s — secțiunea de trecere prin drosel;
p — presiunea la intrare în drosel (se consideră că p' din expresia de sub radical este egal cu presiunea atmosferică, deci egal cu zero).

Scoțînd expresiile lui p_1 și p_2 din aceste egalități și introducîndu-le în ecuația de echilibru, se obține în final [101] o ecuație de forma

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1,$$

în care coeficientul a depinde de parametrii cu indicii z și 1, iar b de cei cu indicii x și 2. Ca urmare, vitezele w_x și w_z sînt vectori care, funcție de unghiul θ al tangentei la profil, determină o viteză tangentă la profil (viteza de avans w), care se sprijină pe o elipsă și deci este variabilă cu θ, calitatea suprafeței fiind și ea neuniformă.

Pentru ca pentru ori care θ, viteza w să fie constantă, ecuația de mai sus trebuie să reprezinte un cerc, adică $a = b$, ceea ce se poate obține făcînd ca

$$\frac{p_1 S_1}{p_2 S_2} = \frac{A_2^2}{A_1^2}$$

și

$$\alpha_1 s_1 = \alpha_2 s_2,$$

prin realizare constructivă și reglarea celor două drosele.

a. **Copierea după contur.** Pentru copierea după contur, sînt necesare două sesizoare dispuse în același plan al șablonului. În cap. 8.1.4. s-a arătat că, în

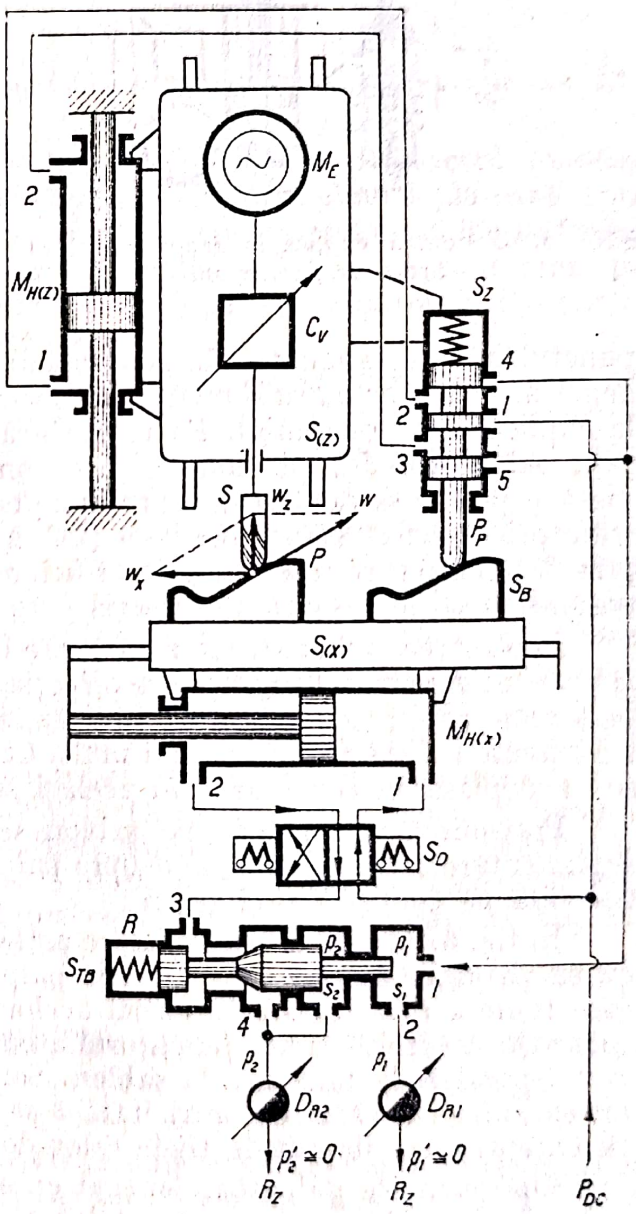


FIG. 8.55. Sistem hidraulic de copiere prin frezare după 2 1/2 coordonate.

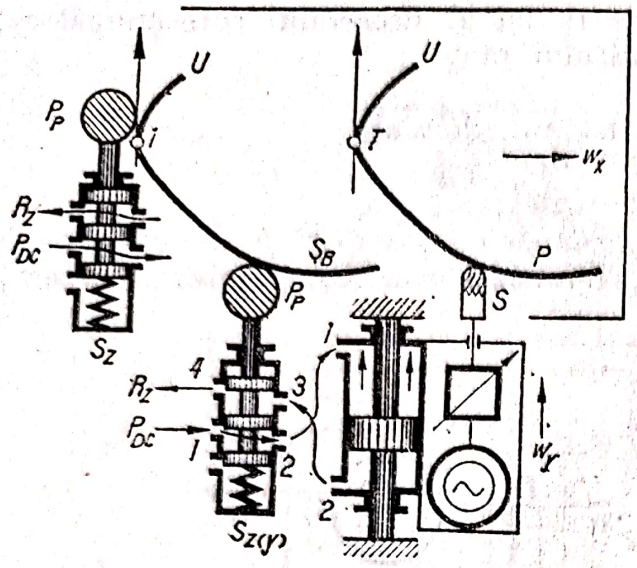


FIG. 8.56. Pentru explicarea fenomenului de scăpare de pe contur.

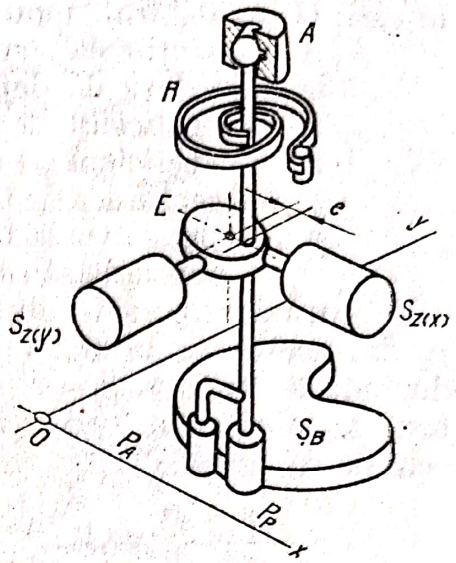


FIG. 8.57. O soluție pentru prevenirea scăpării de pe contur.

punctul în care tangentele la contur sînt paralele cu axele de coordonate ale deplasării săniilor mașinii-unelte, are loc *scăparea de pe contur*. Fig. 8.56 ajută la explicarea fenomenului. Ea reprezintă numai sesizorul de pe axa y, care, prin palpatorul P_P (secționat), face contactul cu șablonul S_B. Sania portpiesă și șablon se deplasează spre dreapta cu viteza w_x, din care cauză uleiul trece prin sesizor, prin orificiile *1* și *2*, intră în cilindrul motor prin *1* și iese prin *2*, trecînd spre rezervor prin orificiile *3* și *4* ale sesizorului, astfel că întreg ansamblul se deplasează pe direcția y cu viteza w_y.

Deplasarea saniei cu viteza w_x spre dreapta face ca palpatorul să ajungă la punctul T în care tangenta are direcția axei y. Palpatorul nu se mai sprijină pe șablon, astfel că arcul sesizorului va împinge la extrem palpatorul, deschizînd fanta *1* a sesizorului și mai mult. Ca urmare, sania portfreză și palpator se va deplasa în continuare în același sens, nemai urmărind conturul TU.

Prevenirea scăpării de pe șablon se realizează prin crearea unei forțe suplimentare care să acționeze asupra palpatorului, a cărei direcție să fie mereu normală pe conturul șablonului.

În fig. 8.57, este schematizată o astfel de soluție. Palpatorul P_P este dotat cu un palpator auxiliar P_A. De tija palpatorului P_P este fixat un arc spiral care tinde a roti aceasta în sensul acelor de ceasornic, ceea ce asigură menținerea contactului dintre palpatorul auxiliar și șablon, determinînd în planul xoy o paralelă la tangenta la șablon. Solidar cu tija palpatorului P_P se află un excentric, a cărui excentricitate e se află pe direcția aceleiași tangente pe excentric sprijinindu-se tijele celor două sesizoare de pe direcțiile x și y.

Cînd centrele palpatoarelor și al excentricului sînt pe o paralelă la tangenta de pe o direcție a coordonatelor, de exemplu pe direcția y (fig. 8.58, *a*), atunci sesizorul de pe cealaltă coordonată, în figură $S_{z(x)}$, este în poziția,

nulă (fanta complet închisă) astfel că motorul hidraulic $M_{H(z)}$ este oprit, mișcarea de avans spre stînga, care avusese loc pînă în acest moment, fiind oprită.

Sesizorul de pe direcția y continuă să comande deplasarea în sensul pozitiv (în sus, pe figură).

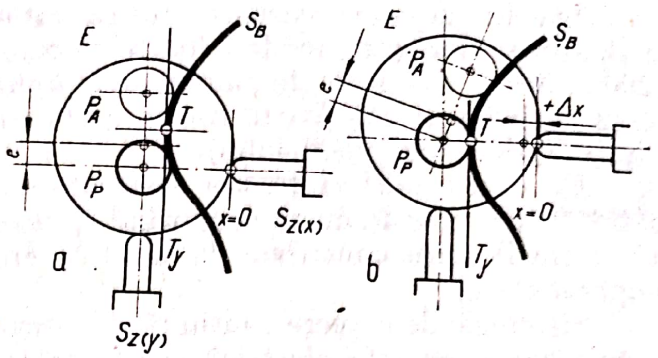


FIG. 8.58. În completarea explicației la fig. 8.57

În momentul în care palpatorul P_P ajunge în punctul de tangență T, datorită arcului R, excentricul este rotit spre dreapta (poz. *b*), palpatorul auxiliar fiind și el în contact cu șablonul. Rotirea excentricului deplasează spre dreapta tija sesizorului $S_{z(z)}$, cu o cantitate x, care asigură deschiderea fantei pentru dirijarea uleiului spre motorul hidraulic, așa fel ca mișcarea pe direcția x să se facă de acum înainte spre dreapta, palpatorul P_P continuînd să rămînă în contact cu șablonul.

Există și alte soluții, folosind pentru rotirea palpatorului un motor hidraulic rotativ, comandat de sesizoare, sau sisteme folosind patru mici cilindri hidraulici, dispuși la unghiuri de 45° față de direcțiile sesizoarelor, care de asemenea sînt comandați de acestea.

b. **Probleme specifice funcționării sertărașelor sesizoare.** Sesizorii hidraulici sînt în fond sertărașe distribuitoare, dar de o construcție specială ca scop și de o execuție de foarte mare precizie, în comparație cu sertărașele distribuitoare obișnuite. Două probleme specifice tuturor sertărașelor distribuitoare, însă de deosebită importanță pentru sesizoare, se referă prima la *acoperirea* (δ) nulă, pozitivă sau negativă (fig. 8. 59), adică la raportul dintre lățimea pistonașului și deschiderea orificiului din cilindrul sertărașului, iar a doua la *înțepenirea* sertărașului, fenomen care dă naștere la întîrzieri și erori în transmiterea mărimii de intrare. Ambele probleme fiind comune tuturor sertărașelor sînt tratate în vol. II privind organologia hidraulică.

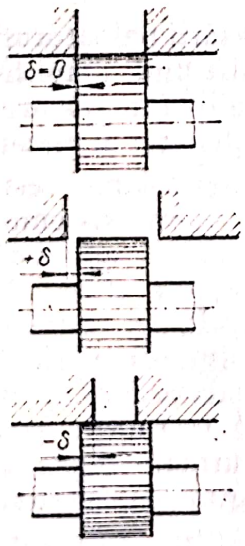


FIG. 8.59. Diferite grade de acoperire la sertărașele hidraulice.

8.3.5. Copierea continuă cu sesizoare electrice

Sesizoarele electrice transformă deplasarea (mărimea de intrare y_i dată de palpator) într-o mărime electrică variabilă continuu (tensiune sau curent). Din grupa acestor sesizoare fac parte sesizoarele inductive, capacitive și piezo-electrice.

Specific acestor sesizoare este calitatea de a necesita o forță de contact palpator-șablon (sau model) foarte mică, de ordinul a 10 ... 100 g, față de 200 ... 500 g necesitate de palpatoarele hidraulice sau cele electrice cu contact, ceea ce influențează foarte multe natura materialului, tehnologia și durabilitatea șablonului (modelului).

Un dezavantaj al acestor sesizoare se datorește faptului că mărimea de ieșire furnizată este mică, necesitînd ca urmare amplificări mari (amplificatori electronici), care contribuie la mărirea erorii (și la introducerea unor erori suplimentare).

Sistemele de copiere continuă cu sesizori de genul citat, după amplificare, furnizează o energie electrică care este folosită la acționarea unor motoare electrice de curent continuu. La rîndul lor, acestea, prin angrenaje multiplicatoare și mecanisme de tip șurub-piuliță, furnizează la capătul de ieșire, mărimea de ieșire, poziția dintre sculă și piesă.

Datorită marelui număr de transformări a mărimii de intrare, pe traseul lanțului cinematic de copiere, eroarea mărimii de ieșire este sensibil mai mare decît în cazul sistemelor hidraulice de copiere, ceea ce și justifică larga extindere a sistemelor hidraulice (pe lîngă simplicitatea constructivă și de întreținere).

a. **Sesizoare inductive.** Principial, sesizorul inductiv (cel mai mult folosit în comparație cu celelalte citate) constă din două bobine B_1 și B_2 cu miez de fier (v. și fig. 8.15, *b*), între care se află o lamelă L. Deplasarea palpatorului P în întrefierul circuitului magnetic dă naștere unei variații a inductanței bobinelor, care furnizează o mărime electrică către amplificator.

Sesizoarele inductive pot fi *proporționale* sau *diferențiale*.

Sesizorul proporțional (fig. 8.60) are bobinele B_1 și B_2 montate într-o punte cu bobinele B_3, B_4 și alimentate în curent alternativ.

Deplasarea lamei L într-un sens sau altul, datorită deplasării palpatoruli P_P, se traduce prin curenți care după redresare sînt transmiși unui amplificator de la care motorul de curent continuu primește tensiunea de funcționare, antrenînd șurubul conducător al mesei.

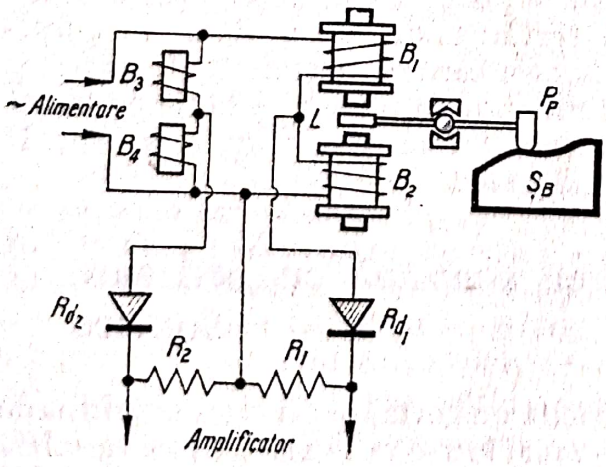


FIG. 8.60. Copierea electrică cu sesizori inductivi.

În poziția de mijloc a lamei sesizorului nu se furnizează prin sistemul de redresare nici un curent, astfel că motorul și masa sînt în stare de repaus. La deplasarea lamei într-un sens sau celălalt, tensiunea variază ca mărime și sens, determinînd la motor mărimea vitezei de rotație și a sensului acestei și ca urmare deplasarea saniei în concordanță cu acestea.

Sesizorul diferențial (fig. 8.61) este un transformator diferențial, înfășurările primare B_1, B_2 sînt legate în serie, iar cele secundare B_3, B_4, în

opoziție, ceea ce face ca tensiunea furnizată (după redresare) amplificatorului să fie determinată de diferența celor două tensiuni.

Funcționarea sa este identică cu a sesizorului precedent, prezentînd anumite calități în ceea ce privește stabilitatea tensiunii de alimentare.

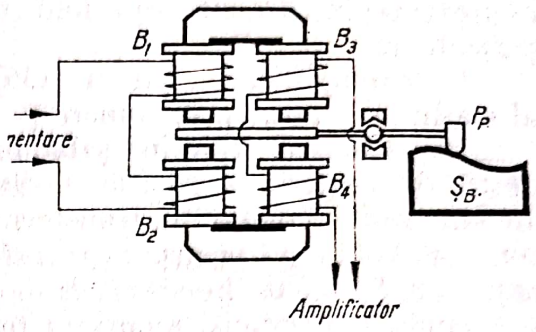


FIG. 8.61. Copierea electrică cu transformator diferențial.

Pentru copierea pe 2, 2 1/2 și 3 coordonate se folosesc doi, respectiv trei sesizori identici, montați într-un cap de copiere, ca în schema hidraulică din fig. 8.53, și acționînd două, respectiv trei, motoare electrice ale săniilor de pe direcțiile de coordonate corespunzătoare.

În cazul sistemelor de copiere după contur, copierea (fig. 8.57) ridică aceleași probleme ca și în cazul copierii hidraulice și se rezolvă similar.

b. **Sesizoare capacitive și piezoelectrice.** nu și-au găsit o aplicație tehnică mulțumitoare în lanțurile cinematice de copiere ale mașinilor-unelte, încercările făcute rămînînd în fază de studiu sau fiind abandonate, din care cauză ne limităm numai la citarea lor.

Întrucît de la sesizor și pînă la motorul electric de acționare a săniilor mașinilor-unelte de copiat, transmiterea mărimii de intrare se face prin sisteme electrice și electronice, care nu reprezintă specialitatea de bază a constructorului sau utilizatorului de mașini-unelte, aceasta nu face obiectul de studiu

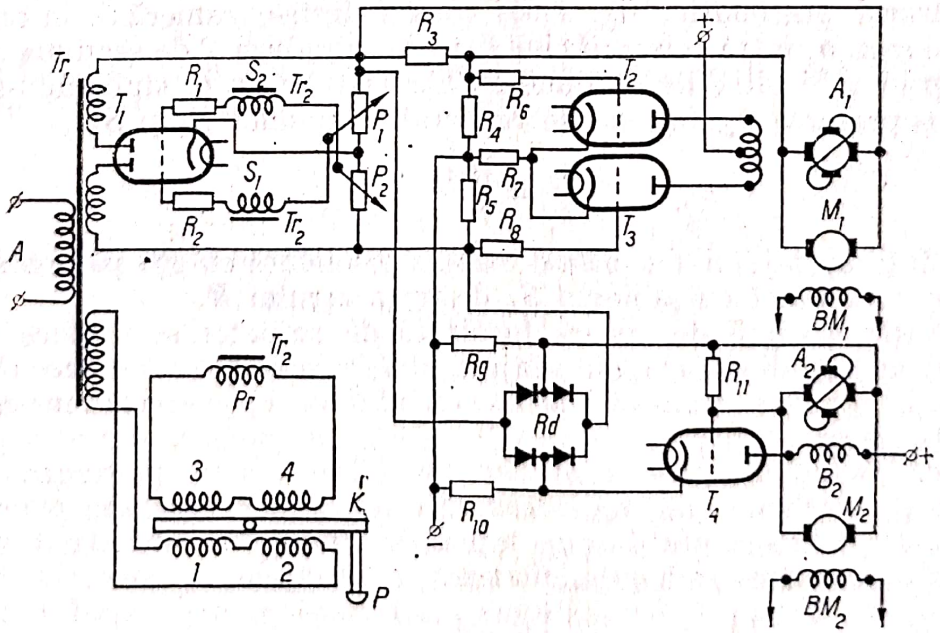


FIG. 8.62. Schema electrică a sistemului de copiat al mașinii 6441.

al prezentei lucrări, cititorul fiind rugat a studia lucrările de specialitate corespunzătoare.

Ca exemplificare, redăm [136] montajul simplificat electronico-electric al mașinii de frezat prin copiere pe 2 1/2 coordonate a mașinii sovietice 6441.

Palpatorul P urmărind șablonul acționează lama K a sesizorului inductiv de tip diferențial. În poziția mediană a lamei, tensiunea de ieșire este nulă. În circuitul secundar al transformatorului diferențial al traductorului este conectat bobinajul primar al transformatorului Tr 2, care posedă două bobinaje S_1 și S_2, legate în circuitele de grilă ale dublei triode T_1. Cele două triode sînt cuplate în cruciș, montajul funcționînd ca un circuit basculant.

Tensiunile de ieșire ale tubului T_1 se compară cu tensiunea amplidinei A_1 și se aplică tuburilor T_2 și T_3. Curenții anodici ai acestor tuburi alimentează bobinajul de excitație al amplidinei A_1. Prin excitație, se comandă tensiunea amplidinei, viteza și sensul de rotație al motorului M_1,care acționează sania transversală a mașinii-unelte. BM_1 reprezintă bobinajul de excitație al motorului respectiv.

Aceeași tensiune de ieșire a tubului T_1 este redresată de R_d care comandă circuitul de grilă al tubului T care la rîndul său comandă amplidina A_2 a motorului M_2 de avans longitudinal.

Comanda acționării motorului M_2 se face numai într-un singur sens, și numai în momentele în care palpatorul nu se află în poziția de zero.

8.3.6. Sisteme de copiere pneumo-hidraulice

Utilizată pe scară mult redusă, copierea pneumo-hidraulică s-a aplicat în genere la strunguri.

Sesizorul pneumatic (fig. 8.63) constă dintr-o cameră *3*, în care aerul sub presiunea p_1 intră prin orificiul *1*, trece prin duza *2* de secțiune S_1 și iese parțial prin orificiul *4* de secțiune S_2, iar restul prin *6*, stabilindu-se în camera *3* o presiune p_2, funcție de raportul secțiunilor S_2 și S_1:

$$\frac{S_2}{S_1} = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_2}}.$$

În fața ajutajului *4* se afla o clapetă *5* solidară cu tija palpatorului P_p, menținut în contact cu șablonul S_B de forța arcului R.

Variația mărimii de intrare furnizată de palpator se traduce prin variația distanței h dintre clapetă și ajutajul *4*, ceea ce are ca urmare o variație a presiunii p_2 care se transmite prin orificiul *6*, deci p_2 variază funcție de mărimea de intrare.

Dacă clapeta acoperă etanș ajutajul *4*(deci $h = 0$), presiunea p_2 va fi egală cu p_1. Acțiunea clapetei se consideră că devine nulă, din punct de vedere teoretic, în momentul în care suprafața laterală a cilindrului de diametru d_2 și înălțime h este egală cu secțiunea S_2 a ajutajului în cauză

$$\pi d_2 h = \frac{\pi d_2^2}{4},$$

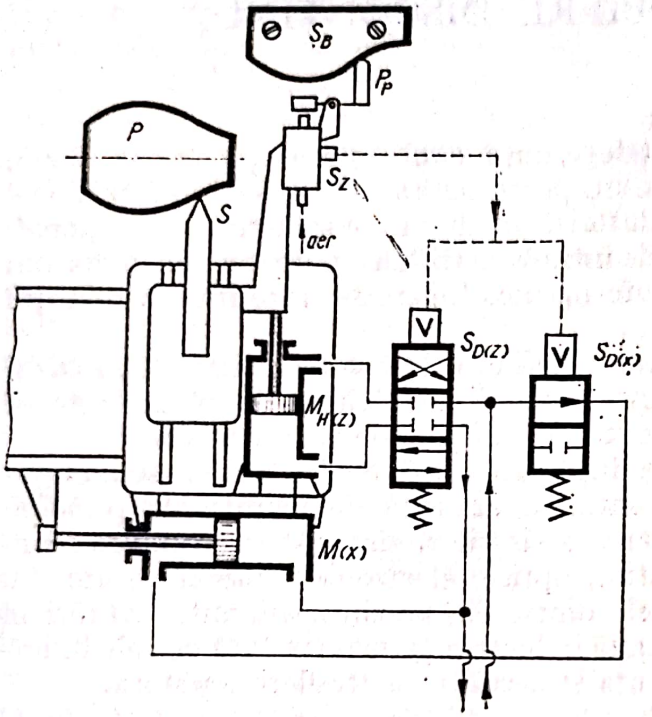


FIG. 8.63. Funcționarea sesizorului pneumatic.

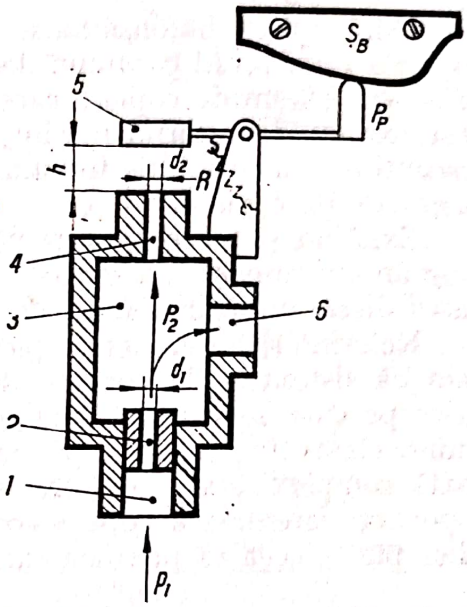


FIG. 8.64. Sistem pneumo-hidraulic de copiere prin strunjire.

de unde

$$h_{max} = \frac{d}{4}.$$

Aprecierea calității funcționării unui sesizor pneumatic pentru sistemele de copiere este determinată de raportul

$$k = \frac{\Delta p_2}{\Delta h}$$

și se poate arăta [10] că acesta este maxim, cînd

$$k_{max} = 0{,}65\, p_1 b,$$

în care b este un coeficient de proporționalitate care depinde de diametrele d_1 și d_2.

În fig. 8.64 este schematizat un lanț cinematic de copiere pneumo-hidraulic pentru strunjire.

Sesizorul pneumatic S_z comandă două sertărașe distribuitoare, unul $S_{D(z)}$, pentru avansul de copiere, celălalt $S_{D(x)}$, pentru avansul de transport. Energia folosită este hidraulică, comanda fiind pneumatică, deci sistemul de copiere se încadrează în sistemele cu amplificatori de putere. Schema este mult simplificată, neconținînd sertărașul distribuitor pentru înapoierea rapidă spre dreapta.

8.4. SISTEME DE COPIERE DISCONTINUĂ

8.4.1. Generalități

Prin copiere discontinuă se înțelege după cum s-a enunțat în cap. 2.2.3, copierea unui profil continuu de pe un portprogram de tip șablon sau model printr-un sistem de copiere care, datorită modului constructiv și funcțional, al sesizorului, transformă mărimea de intrare continuă a palpatorului în mărimi discontinui (discrete) ale fluxului informațional, care se transmite prin lanțul cinematic de copiere.

Existînd și portprograme pe care profilul este codificat discret, în cazul programării numerice a curbelor, este evident că mărimea de intrare este ea însăși discontinuă indiferent de modul de funcționare a sesizorului.

Referindu-ne numai la copierea după șablon sau model, trebuie să menționăm că sistemele de copiere discontinuă, datorită diversității de principii fizice pe care se bazează funcționarea sesizorilor, sînt sisteme complexe conținînd elemente electrice, pneumatice, optice, electronice, mecanice etc. Cu toată complexistatea acestora, unele dintre ele prezintă anumite calități în raport cu sistemele de copiere continuă inductive (și mai rar față de cele hidraulice pure), ceea ce justifică existența și necesitatea studierii acestora.

8.4.2. Sesizoare electrice cu contacte

Principial sesizorul electric cu contacte, datorită deplasării palpatorului, închide sau deschide un număr oarecare de contacte, comandînd acționarea motoarelor de pe cele trei direcții.

Fig. 8.65 reprezintă schema unei mașini de copiat prin frezare, cu sesizor cu contacte acționînd motorul de pe axa z (verticală).

Avansul de transport este continuu, realizat cu viteză de avans w_x de lanțul cinematic antrenat de motorul M_2.

În poziția din figură, palpatorul P_P nefiind în contact cu șablonul S_B, datorită arcului din interiorul sesizorului S_z, sînt închise contactele electromagnetului E, care a acționat inversorul I conform schemei, motorul M_3 rotindu-se în așa fel încît întreg ansamblul se deplasează în jos (sensul *1*) cu viteza w_z.

Palpatorul, în raport cu șablonul (și freza în raport cu piesa) descrie o traiectorie înclinată *1* (fig. 8.66) datorită combinării mișcării verticale cu mișcarea orizontală a mesei.

La contactul cu șablonul, se întrerupe contactul electric astfel că electromagnetul E nemaifiind sub tensiune nu mai reține inversorul în poziția *1*, arcul R aducîndu-l în poziția *2*, ceea ce face ca motorul M_3 să-și inverseze sensul de rotație, sania verticală ridicîndu-se în sus (sensul *2*). Palpatorul însă se menține în contact cu șablonul datorită arcului interior, astfel că la un moment dat se reînchide contactul electric și electromagnetul E este repus sub tensiune, ceea ce are ca urmare inversarea sensului de rotație a lui M_3

Scanned with OKEN Scanner

și așa mai departe. Fig. 8.66 schematizează traiectoria aproximativă a frezei față de piesă. Forma exactă a traiectoriei depinde de modul în care au loc fenomenele tranzitorii la inversarea sensului mișcării pe direcția z.

Este important de remarcat că mărimile de avans $s_1 \dots s_4$ rezultate, nefiind uniforme, influiențează calitatea suprafeței. Mărimea unghiului α depinde de cele două viteze, iar h care este variabil nu poate fi controlat. Schema este pur demonstrativă, în practică folosindu-se sesizoare cel puțin tripoziționale. Fig. 8.67 schematizează aceeași mașină de frezat, avînd un astfel de sesizor, care posedă două rînduri de contacte *1* și *3* și o poziție intermediară *2*. Închizînd contactele *1* sau *3*, intră în acțiune electromagnetul E_1 sau E_3 care, prin inversorul I, schimbă sensul de rotație a motorului M_3 al saniei verticale.

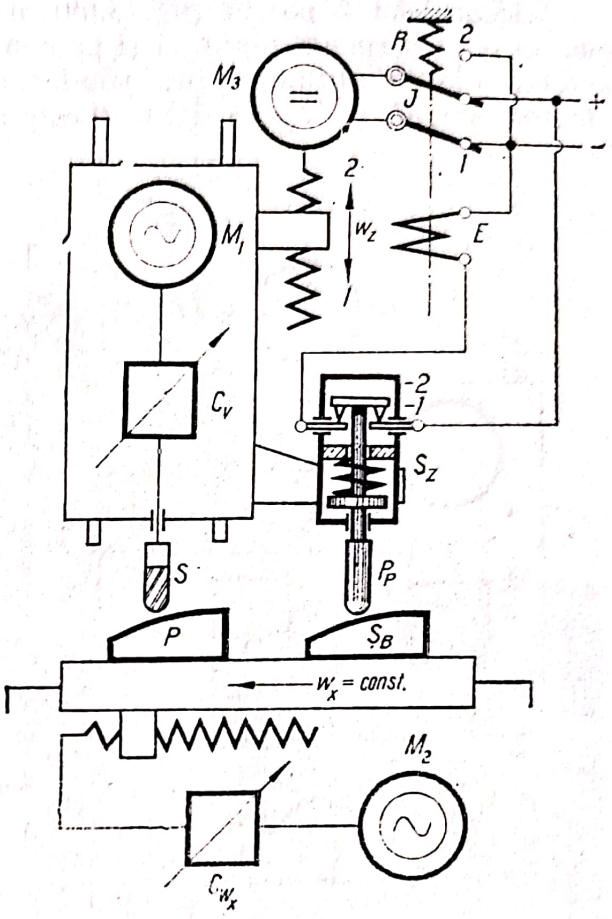


FIG. 8.65. Schema unui sistem de copiere electrică prin frezare, cu sesizor cu contacte.

Solidar cu inversorul I, se mișcă și contactorul C, care numai în poziția *2* asigură alimentarea cu curent a motorului M_2 al saniei longitudinale. Ca urmare, pentru poziția *2* a inversorului I, sania verticală este imobilă, în timp ce sania orizontală se deplasează spre stînga (fig. 8.68).

La atingerea palpatorului de șablon, se închide contactul *1* și deci sania verticală se ridică în timp ce sania orizontală este imobilă. La ridicarea saniei verticală, se întrerupe contactul *1*, palpatorul venind pe poziția *2*, deci se deplasează spre stînga sania orizontală și așa mai departe.

În cazul palpatorului tripozițional, înălțimea treptelor se poate regla, reglînd distanța dintre lamele și piesa mobilă care asigură obținerea contactului.

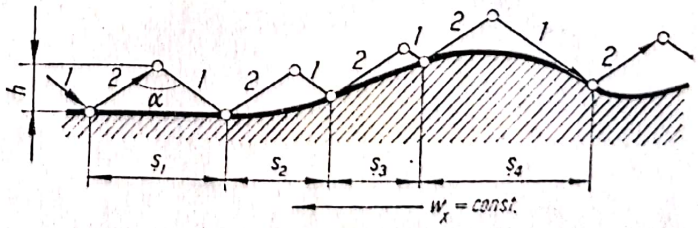


FIG. 8.66. Traiectoria frezei în cazul sesizorului cu contacte.

Sesizorul cu 5 poziții (fig. 8.69) asigură nu numai deplasările pe cele două direcții perpendiculare, ci și pe combinația acestora (fig. 8.70, *b*), adică pe direcții la 45° obținute prin închiderea simultană a contactelor de comandă a motoarelor M_2 și M_3. În fig. 8.70 este reprezentat un același contur, urmă-

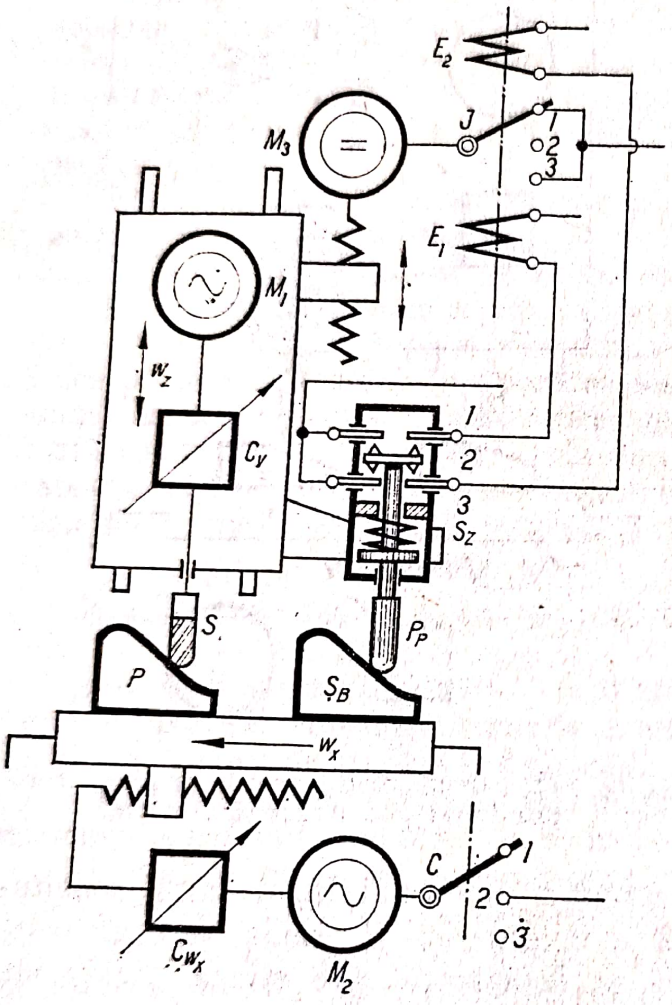


FIG. 8.67. Ca și în cazul fig. 2.65, însă cu sesizor cu două rînduri în contacte.

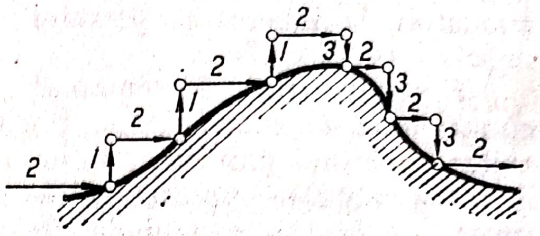


FIG. 8.68. Traiectoria frezei în cazul sesizorului cu două rînduri de contacte

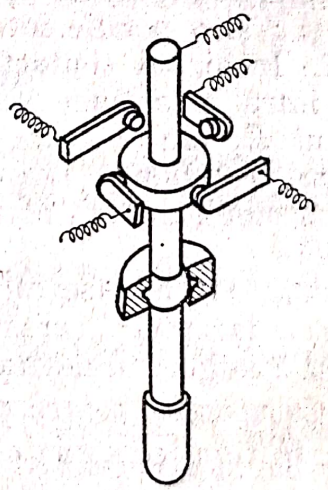


FIG. 8.69. Sesizor cu 5 poziții.

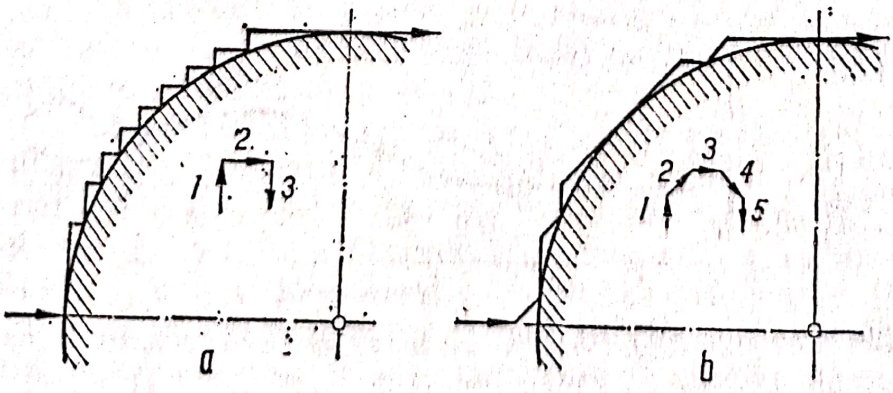


FIG. 8.70. Contur obținut cu un sesizor tripozițional (*a*) și cu unul pentapozițional (*b*).

rit cu un sesizor tripoziţional (*a*) şi pentapoziţional (*b*). Deosebirea este evidentă cu toate că înălţimea *h* faţă de contur este aceeaşi. Dar în afară de această deosebire, trebuie remarcat că sesizorul tripoziţional pentru parcurgerea sfertului de cerc a efectuat 18 închideri de contacte, în timp ce sesizorul pentapoziţional nu a necesitat decît 8 închideri, ceea ce are un efect pozitiv asupra durabilităţii contactelor şi a funcţionării motoarelor electrice.

Pentru copierea după contur închis, sesizoarele au şapte poziţii de contact. Copierea după contur ridică aceleaşi probleme citate la copierea hidraulică şi se rezolvă similar. Fig. 8.71 reprezintă un sesizor electric cu contacte, special pentru o maşină de copiat de mari dimensiuni. Copierea electrică cu contacte şi-a găsit aplicaţii şi în cazul rabotării, cum se exemplifică în fig. 8.72, la prelucrarea unui rotor de compresor rotativ.

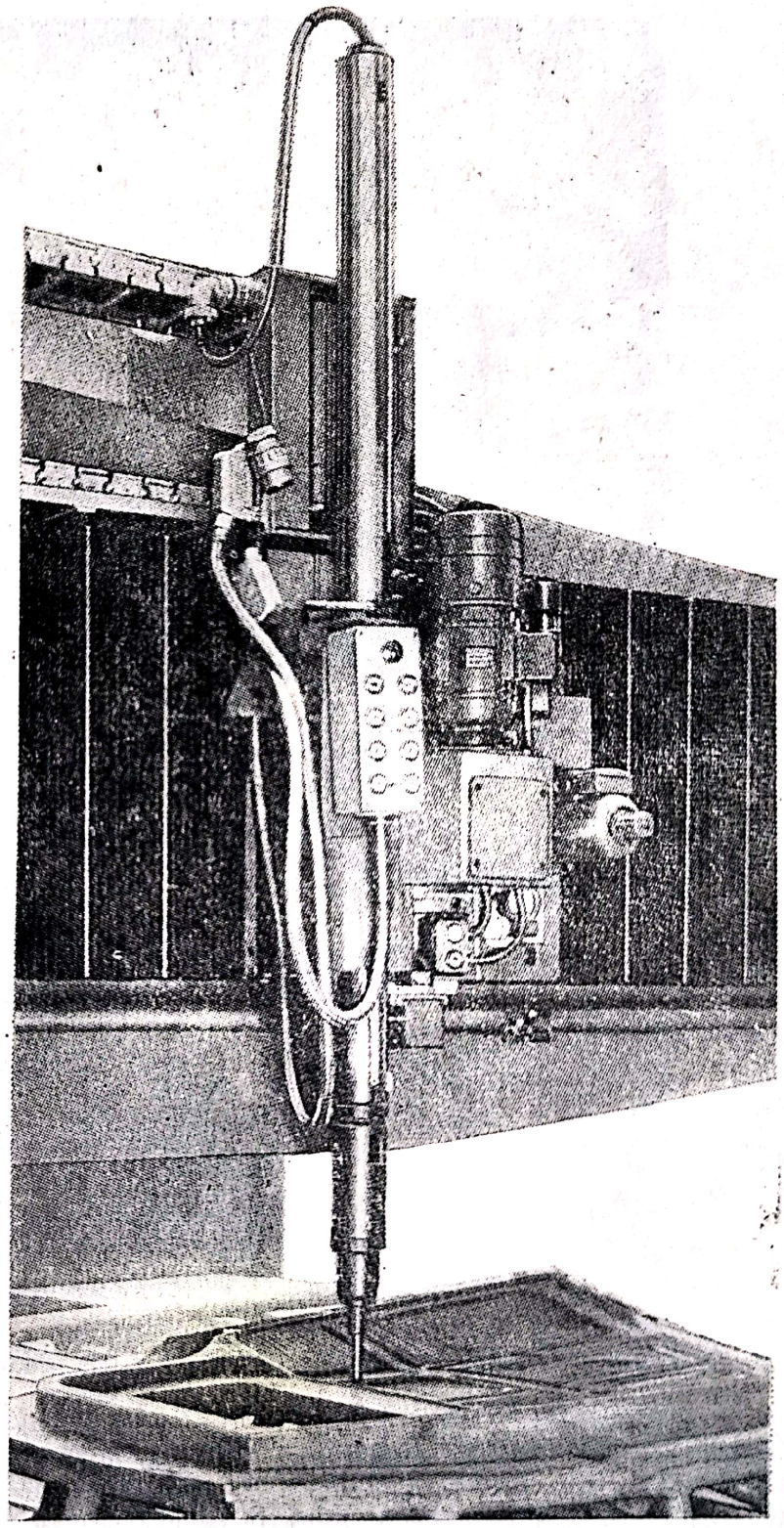


FIG. 8.71. Sesizorul cu contacte al unei maşini grele, de copiat.

Scanned with OKEN Scanner

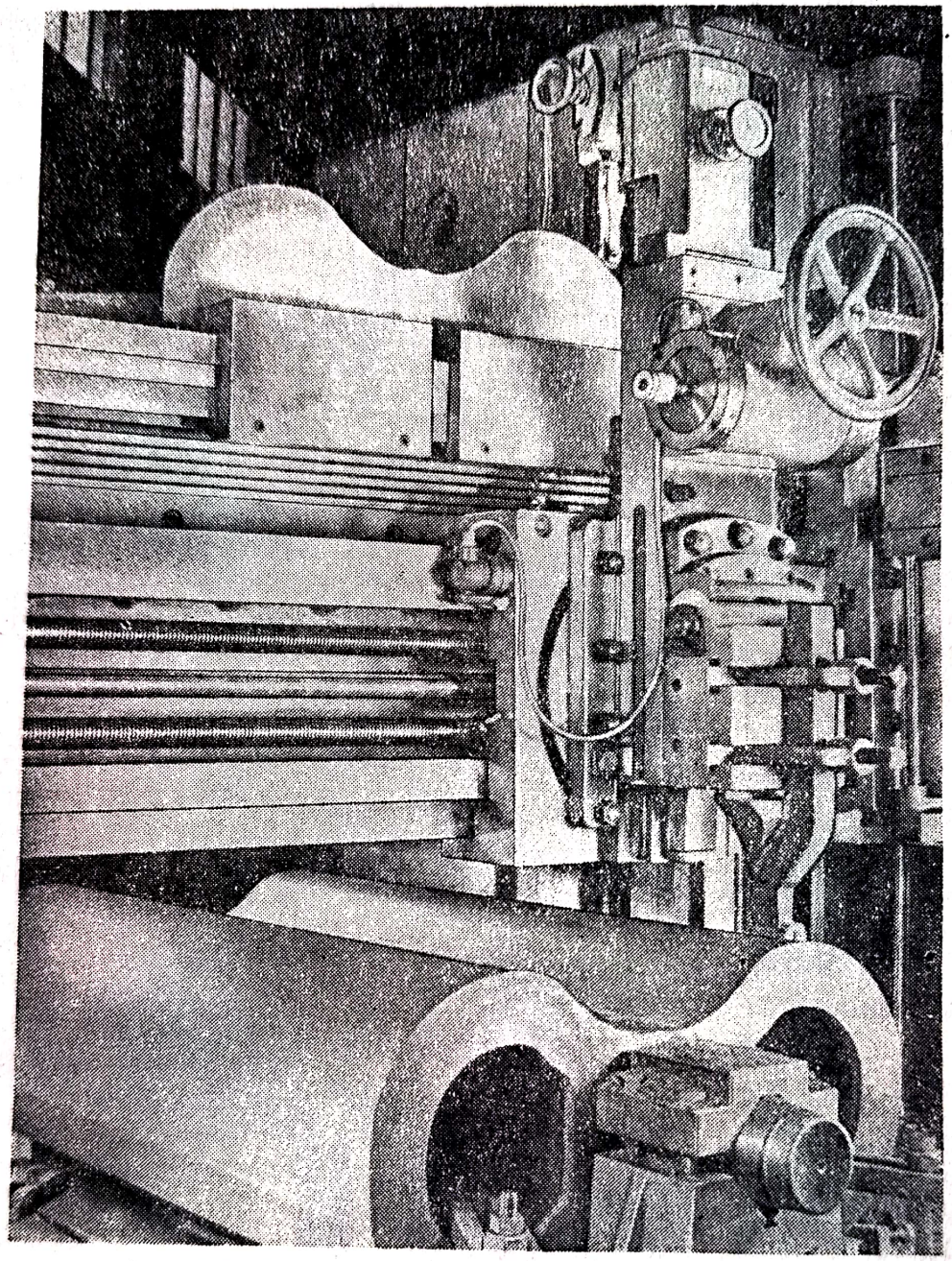


FIG. 8.72. Copierea electrică pe o raboteză.

8.4.3. Sisteme dc copiere fotoelectrice

Celulele fotoelectrice emit un curent atunci cînd sînt iluminate. Ele sînt de trei feluri: cu efect fotoelectric exterior, interior și celule fotoelectrice cu strat de baraj.

În primele, sub acțiunea luminii, un strat sensibil, dintr-un metal alcalin, emite electroni. În cele cu efect fotoelectric interior, variația intensității

Scanned with OKEN Scanner

luminoase dă naștere unei variații a rezistenței unui semiconductor. Celulele fotoelectrice cu strat de baraj, sub acțiunea luminii, produc o forță electromotrice și un curent fotoelectric.

Sensibilitatea spectrală a tuburilor fotoelectrice depind de natura materialului fotosensibil. În practică, se folosește însă sensibilitatea globală pentru o anumită lumină folosită.

Celulele fotoelectrice pot fi folosite ca sesizori pentru urmărirea conturului unui desen, sau indirect pentru urmărirea unui șablon sau model.

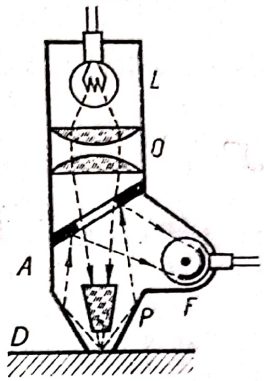


FIG. 8.73. Sesizor fotoelectric pentru citirea directă a desenului.

Fig. 8.73 schematizează un sesizor fotoelectric pentru citirea directă a desenului. Lumina lampei L este dirijată de sistemul optic O și prizma P pe suprafața desenului D, de unde se reflectă pe oglinda A spre celula fotoelectrică F. Cît timp fascicolul luminos se află pe linia desenului, celula fotoelectrică nu comandă nici unul din motoarele celor două sănii port-piesă și desen. O deplasare în dreapta sau stînga liniei desenului are ca urmare intrarea în funcțiune a celulei și a motorului respectiv, care deplasează ansamblul în sensul ca intensitatea luminoasă să devină nulă, deci de a readuce ansamblul pe traseul desenului.

Există și alte sisteme care folosesc un clișeu negativ al desenului, caz în care comenzile se inversează, celula fotoelectrică urmărind intensitatea luminoasă maximă.

La copierea după desen, în afara erorilor datorate fenomenelor tranzitorii, mai intervin și cele datorate erorilor de desen: dificultăți de realizare a desenului în toleranțele de execuție impuse piesei. O influență aparte o are însăși grosimea liniei desenului, precum și neteitatea marginii acestei linii, asupra căreia influențează porii hîrtiei.

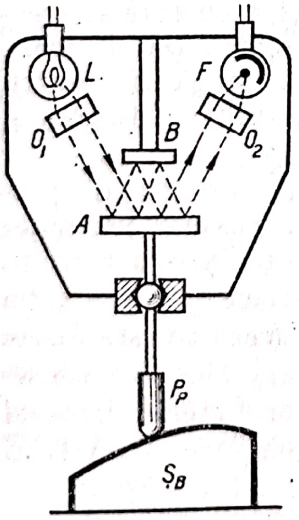


FIG. 8.74. Sesizorat fotoelectric cu palpor mecanic.

La sesizoarele fotoelectrice cu palpator (fig. 8.74), pe tija acestuia se află o oglindă A de pe care fascicolul luminos se reflectează pe o oglindă fixă B, apoi iarăși pe oglinda A de unde, prin sistemul optic O_2, este dirijat la fotocelula F. Pentru ori care deviație a palpatorului, intensitatea luminoasă scade, ceea ce face ca celula fotoelectrică să comande revenirea la intensitatea maximă.

Sesizorul cu palpator permite și copierea după șablon, ceea ce la sesizorul cu citire a desenului nu este posibil.

Semnalele emise de celulele fotoelectrice sînt foarte slabe, din care cauză acestea sînt amplificate pe cale electronică, care comandă mai departe motoarele electrice ale săniilor.

9. LANȚURI CINEMATICE AUXILIARE

9.1. OPERAȚII AUXILIARE

9.1.1. Scop

Caracteristicile de producție ale unei mașini-unelte sînt determinate, după cum s-a mai arătat, de doi factori principali: *productivitatea mașinii-unelte* și *protecția omului și a mașinii*.

Productivitatea mașinii-unelte depinde, după definiția dată, de inversul timpului necesar prelucrării unei piese pe mașina respectivă. Deci, pentru mărirea productivității, este necesar a se micșora acest timp.

Analiza componenței timpului consumat la prelucrarea unei piese relevă că numai o parte, T_B, *timpul de bază*, este necesar pentru efectuarea prelucrării prin așchiere, iar restul T_A, *timpul auxiliar*, este consumat cu efectuarea unor *operații auxiliare*, ca de exemplu: schimbarea turațiilor, a avansurilor, a sculei, a piesei etc., care în marea majoritate a cazurilor nu se pot efectua în timpul procesului de așchiere. Ca urmare, timpul total necesar prelucrării unei piese este determinat de suma acestor doi timpi și deci cu cît T_A va fi mai mic cu atîta productivitatea mașinii va fi mai mare.

Durata unei operații auxiliare depinde evident de viteza cu care se efectuează aceasta, indicînd astfel o cale de rezolvare a problemei. Dar în mare măsură acest timp este condiționat și de timpul necesar pregătirii pentru efectuarea operației auxiliare în cauză, ceea ce conduce, prin codificarea și programarea ei, la automatizarea mașinii-unelte.

Protecția omului și a mașinii, al doilea factor al caracteristicii de producție a mașinii-unelte, s-ar părea că nu intervine în timpul auxiliar consumat pentru prelucrarea unei piese. Importanța sa în problema productivității apare însă evidentă la fabricația de serie și de masă, deoarece prin protecția omului se înțelege nu numai protecția contra accidentelor (ceea ce este foarte important), ci protecția contra obosirii operatorului uman, care are consecințe evident negative asupra productivității și a calității produselor. În acest caz, automatizarea este aceea care poate asigura cerințele unei manevrări comode și sigure a mașinii-unelte, precum și protecția însăși a mașinii.

Totalitatea mecanismelor, aparatelor etc., care contribuie la rezolvarea acestor deziderate, formează, prin scopul lor funcțional și prin caracteristicile constructive, *lanțurile cinematice auxiliare* ale mașinii-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

9.1.2. Clasificare

Operațiile auxiliare necesare prelucrării unei piese sînt numeroase și foarte diferite. Nu există pînă în prezent criterii de clasificare a acestora.

Totuși, datorită dezvoltării comenzii după program și în special din cauza comenzii numerice, literatura din acest domeniu de specialitate a elaborat denumirile de comenzi *poziționare*, de *comutare* și de *conturare*, care se referă evident la comenzile unor lanțuri cinematice, fără însă a fi suficient de bine precizate (ceea ce dă loc și la confuzii). Se pare că această lipsă de precizare se datorește și faptului că comanda numerică inițial a fost studiată și aplicată la un număr restrîns de genuri de mașini-unelte (mașini de copiat și mașini de găurit), care nu necesită unele operații auxiliare (ca de exemplu alimentarea cu piese) și care deci nu posed lanțurile cinematice auxiliare respective.

Trecînd în revistă diferitele operații auxiliare necesitate de cele mai diverse mașini-unelte în procesul de producție, se ajunge la încadrarea lor în cinci grupe după cum urmează:

Grupa 1. *Operații de alimentare*, cu piese, cu material în bare, cu scule, ca și de eliminare (transportul) a acestora, și a așchiilor rezultate din prelucrare.

Grupa 2. *Operații de comutare* (schimbare) a turațiilor, avansurilor etc., precum și operațiile de oprire, inversare și pornirea mișcării în diferite lanțuri cinematice ale mașinii-unelte.

Grupa 3. *Operații de deplasare* rapidă a unor subansambluri ca și înapoierea rapidă ciclică (de exemplu la raboteză, șeping etc.).

Grupa 4. *Operații de poziționare* a sculei în raport cu piesa. Aceste operații auxiliare se referă la reglarea la cotă, oprirea la cotă, controlul dimensional, divizarea etc.

Grupa 5. *Operații de protecție* a operatorului uman și a mașinii contra suprasarcinilor, uzurii premature, gripării, uzurii sculei etc.

În afara faptului că operațiile din fiecare grupă se aseamănă mult între ele, diferențiindu-se de cele din alte grupe, fiecare grupă are și alte caractere specifice.

Astfel operațiile de alimentare, absolut necesare oricărei mașini-unelte, sînt caracteristice prin faptul că *nu se pot suprapune peste operațiile de prelucrare* (exceptînd mașinile-unelte cu mai multe posturi de lucru), din care cauză efectuarea lor în timp minim are importanță corespunzătoare.

Operațiile de comutare nu ridică probleme decît prin *timpul minim* care trebuie consumat cu acestea, pe cînd operațiile de poziționare au caracteristică principală, *precizia* cu care trebuie realizată poziționarea, pe lîngă faptul că, urmărind micșorarea timpului auxiliar, deci recurgînd la viteze mari, apar ca deosebit de importante *fenomenele tranzitorii de oprire la cotă*.

Operațiile de deplasare rapidă sau de înapoiere rapidă trebuie evident efectuate cu viteze mari, care printre altele ridică problema *fenomenelor tranzitorii la inversare*, fenomene care nu au importanță din punct de vedere al preciziei, ca în cazul operațiilor de poziționare, ci din punct de vedere al

calculului organologic, și în unele cazuri, din punct de vedere al productivității, deoarece la curse mici cu viteze mari, spațiul de frînare și accelerare poate dubla mărimea cursei de lucru, și, ca urmare, mărirea timpului auxiliar.

În fine, grupa a cincea, referindu-se la pretecție, trebuie să aibă caracteristica *siguranței* în funcționare și *promptitudinii* de acționare la producerea unei defecțiuni probabile (aleatorii).

Ca urmare a caracteristicilor diferențiate ale grupelor de operații auxiliare, și lanțurile cinematice auxiliare se vor diferenția între ele, atît constructiv cît și funcțional.

9.1.3. Caracterul reproducerii operațiilor auxiliare

Prelucrarea unei piese pe o mașină-unealtă comportă efectuarea unui număr oarecare de operații pentru generarea suprafeței și efectuarea operațiilor auxiliare, totalitatea acestora determinînd *ciclul de lucru al mașinii-unelte*, după cum s-a definit aceasta în cap. 1.

În conținutul ciclului de lucru al mașinii-unelte, unele operații auxiliare sînt necesare o singură dată (de exemplu prinderea piesei), în timp ce alte operații auxiliare sînt necesare de mai multe ori (de exemplu schimbarea turațiilor, inversarea sensului mișcării la rabotare etc.). În ultimul caz, reproducerea operațiilor auxiliare în cadrul ciclului de lucru al mașinii-unelte se poate face după perioade de timp diferite (schimbarea turațiilor) sau perioade de timp egale (inversarea mișcării de rabotare).

Pe de altă parte, unele operații auxiliare nu depind de ciclul de lucru al mașinii-unelte ele producîndu-se pe durata prelucrării întregului lot de piese identice, o singură dată de mai multe ori sau chiar niciodată. Astfel operația auxiliară de reglare a lanțului cinematic de rulare al unei mașini de prelucrat roți dințate se face o singură dată pentru prelucrarea unui întreg lot de roți dințate avînd z_p dinți, în timp ce operația de schimbare a frezei-melc uzate are loc după perioade de timp egale, în care se prelucrează un număr oarecare k de roți dințate din întregul lot.

Să considerăm că lotul de roți dințate fiind mic, uzura frezei melc este neglijabilă. Ca urmare, operația de schimbare a acesteia nu va avea loc nici pe durata prelucrării întregului lot de piese. Totuși schimbarea frezei poate apare ca absolut necesară în cazul în care, accidental, unul sau mai mulți dinți ai frezei-melc se rup.

Ca urmare, caracterul reproducerii operațiilor auxiliare poate fi foarte diferit, depinzînd în primul rînd de complexitatea formei piesei, în al doilea rînd de mărimea lotului de piese identice și în al treilea rînd de cauze neprevăzute (aleatorii).

Programul de lucru al mașinii-unelte, trebuind a fi întocmit pe baza ciclului său de lucru, este necesar ca, pentru fiecare tip de piesă prelucrată pe mașina în cauză, să se grupeze operațiile auxiliare în:

— c o n d i ț i o n a t e de ciclul de lucru al mașinii, indiferent de numărul repetării acestora, și în

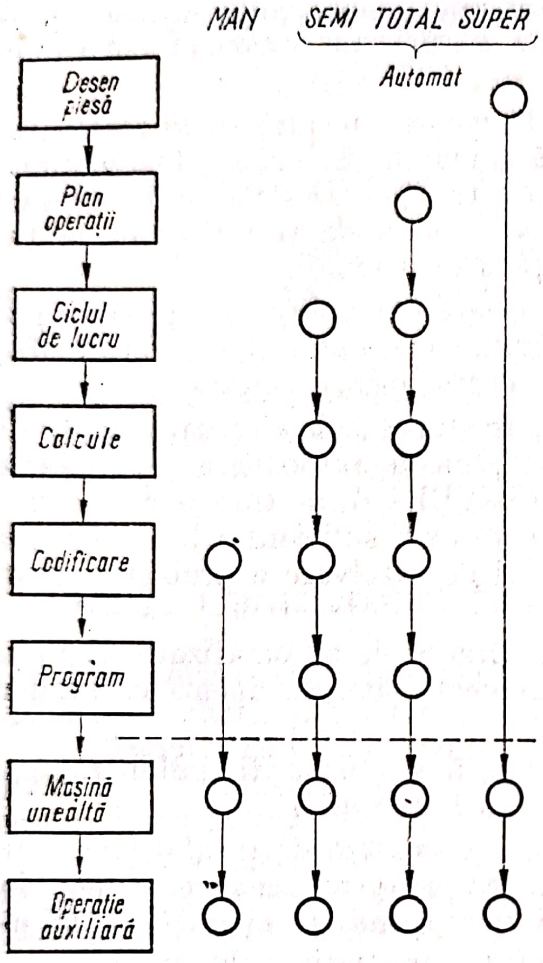


FIG. 9.1. Schematizarea etapelor dintre desenul piesei și efectuarea unei operații auxiliare.

— necondiționate de același ciclu de lucru, cu posibilitatea de reproducere ciclică sau sporadică.

Cu toate că, la prima vedere, s-ar părea că interesează numai operațiile auxiliare condiționate de ciclul de lucru, acestea stînd la baza programării mașinii-unelte, aceeași importanță o au însă și operațiile auxiliare necondiționate de ciclul de lucru, deoarece pentru tehnolog cunoașterea acestora este necesară în scopul organizării producției lotului respectiv de piese (scule de schimb, piese de schimb etc.), iar pentru constructorul de mașini-unelte, în scopul proiectării corespunzătoare a lanțurilor cinematice respective, pentru reducerea timpului auxiliar și protecția mașinii-unelte contra accidentelor.

9.1.4. Reducerea timpului auxiliar

Operațiile auxiliare condiționate de ciclul de lucru al mașinii-unelte (fig. 9.1) derivă din conținutul planului de operații și necesită un număr de etape intermediare, pentru a putea fi programate pe mașina-unealtă.

Să considerăm operația auxiliară „schimbarea turației axului principal" în cazul prelucrării unei piese pe mașina de frezat. Această operație auxiliară este necesară datorită informației din planul de operații, privind viteza de așchiere prescrisă, de exemplu 32 m/min.

De la această informație pînă la efectuarea operației propriu-zise de schimbare a turației, sînt necesare un număr de etape bine precizate, care se realizează în diverse locuri pe traseul Desen piesă — Pisă prelucrată.

Funcție de diametrul frezei, se determină turația corespunzătoare vitezei de așchiere de 32 m/min. În funcție de gradul de automatizare al mașinii de frezat, se codifică turația, fie sub formă cifrică directă (de exemplu 300 rot/min), dacă mașina are în acest scop un cadran, fie sub forma indicării poziției manetelor cutiei de viteze, fie prin indicarea roților de schimb etc.

În continuare, operația trebuie programată pe un portprogram specific mașinii-unelte. Dacă mașina de frezat este neautomatizată, programarea

se menține pe planul de operație. În cazul unei mașini automatizate, programarea se face de exemplu pe un tablou cu fișe, pe o cartelă sau bandă perforată etc.

Programul în acest caz, se introduce în mașina-unealtă și, în momentul corespunzător, informația din program dă comanda de intrare în funcțiune a lanțului cinematic auxiliar de schimbare a turației. Desigur, în cazul unei mașini de frezat neautomatizate, programare, comanda și acționarea lanțului cinematic în cauză se efectuează de operatorul uman.

Ca urmare, la efectuarea operației auxiliare exemplificate, trebuie să se ia în considerare toate aceste etape și timpul consumat pentru efectuarea lor. Deci acesta ar fi *timpul auxiliar total* pentru operație citată.

În dreapta fig. 9.1 sînt marcate diversele etape, de la efectuarea manuală a operației de schimbarea turației (MAN) pînă la automatizarea completă (TOTAL), precum și tendințele actuale (SUPER) de a transfera sarcinile tehnologice unor mașini automate pentru care ar fi suficient a li se prezenta desenul piesei. Actualmente, există încercări de rezolvare a problemei (parțial) în acest mod.

Trebuie să constatăm, că indiferent de gradul de automatizare, în toate cazurile este necesar să existe pe mașina-unealtă lanțul cinematic auxiliar în cauză.

Ca urmare, în primul rînd, este necesară studierea timpului auxiliar consumat de acest lanț cinematic și reducerea la minim a sa.

În celelalte cazuri, intervine problema automatizării lanțului cinematic automatizare care are ca scop, după cum rezultă din grafic, reducerea timpului auxiliar necesar transformării informației din planul de operații în informație programată care poate comanda lanțul cinematic auxiliar.

Micșorarea timpului auxiliar necesar unei astfel de operații se poate obține în două moduri distincte, eventual combinate între ele, și anume prin:

— *mărirea vitezei* mecanismelor care compun lanțul cinematic auxiliar și

— efectuarea operației auxiliare integral sau parțial, concomitent cu operația de așchiere, ceea ce este cunoscută sub denumirea de *suprapunerea* operației auxiliare peste aceea de așchiere.

Mărirea vitezei lanțului cinematic auxiliar este realizabilă în anumite limite dependente de caracteristicile funcționale ale mecanismelor respective ca și de criteriile economice. Creșterea vitezelor atrage după sine folosirea anumitor sisteme de comandă și de acționare, care conduce inevitabil la aplicarea unui grad mai mic sau mai mare de automatizare a lanțului cinematic respectiv.

Suprapunerea în timp a operațiilor auxiliare peste cele productive este posibilă în multe cazuri, prin acțiuni de pregătire a operației auxiliare (de exemplu: preselectarea turațiilor) în timpul operației de așchiere.

Scanned with OKEN Scanner

9.2. CARACTERISTICILE FUNCȚIONALE ALE LANȚURILOR CINEMATICE AUXILIARE

9.2.1. Definirea lanțului cinematic auxiliar

Luînd în considerare definiția dată lanțurilor cinematice generatoare, se poate da și lanțurilor cinematice auxiliare o definiție similară, avînd în vedere scopul lor.

Lanțul cinematic auxiliar constă din totalitatea mecanismelor care concurează la realizarea unei operații auxiliare.

O deosebită importanță pentru lanțurile cinematice auxiliare are modul de comandă și de acționare al acestora, problemele tratate în capitolele următoare, dar care nu afectează definiția dată mai sus.

9.2.2. Caracteristici funcționale

Îndeplinirea scopului funcțional precizat în definiție: realizarea unei operații auxiliare, caracterizează lanțurile cinematice auxiliare prin:

a. **Timp minim de execuție** a operației auxiliare în scopul creșterii productivității, indiferent dacă operația auxiliară se suprapune parțial sau nu peste timpul în care are loc procesul de așchiere.

b. **Siguranță în funcționare** pentru a preveni întreruperile funcționării mașinii-unelte, întreruperi care, pe lîngă mărirea costului întreținerii mașinii, duc la micșorarea productivității sale.

Siguranța în funcționare a unui lanț cinematic auxiliar (ca și a oricărui aparat, mașină etc.) descrește foarte repede la creșterea complexității lanțului cinematic și anume descrește exponențial în funcție de numărul mecanismelor componente.

Se consideră că, în particular fiabilitatea unui mecanism, aparat, mașină etc. corespunde probabilității ca acesta să nu se defecteze pe durată de timp T, adică

$$R(T) = e^{-\lambda T}$$

în care λ este o caracteristică de funcționare în timp a mecanismului, determinată experimental pe un lot redus de mecanisme identice.

Datorită funcționării în serie a mecanismelor dintr-un lanț cinematic, fiabilitatea lanțului cinematic se exprimă prin produsul fiabilității mecanismelor componente

$$R_{LC} = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \ldots R_n$$

În cazul cel mai particular, în care fiabilitățile ar fi egale ($R_1 = R_2 = \ldots = R_n = R$) rezultă că

$$R_{LC} = R^n$$

Scanned with OKEN Scanner

Cum R este subunitar, cu creșterea lui n, fiabilitatea lanțului cinematic R_{LC}, descrește foarte repede, ceea ce impune o apreciere critică a alegerii complexității lanțurilor cinematice.

c. **Menținerea preciziei** la repetarea aceleiași operații, în scopul reducerii timpului necesar reglării lanțului cinematic. Menținerea preciziei are o deosebită importanță, după cum s-a menționat, pentru lanțurile auxiliare de poziționare. Această problemă este tratată în mod deosebit, în cadrul capitolului referitor la aceste lanțuri cinematice.

d. **Posibilitatea reglării manuale a** lanțurilor cinematice auxiliare. Această necesitate apare evidentă deoarece oricare lanț cinematic trebuie reglat inițial, operație care nu poate fi efectuată decît manual. Dar aceeași operație trebuie reluată pentru fiecare caz de dereglare normală sau întîmplătoare.

Condiția timpului minim este specifică lanțurilor cinematice auxiliare și inexistentă pentru lanțurile cinematice generatoare. Menținerea preciziei și siguranței în funcționare sînt caracteristici pe care trebuie să le posede și lanțurile cinematice generatoare, însă ele se obțin cu mai mare ușurință datorită numărului mic de mecanisme care intervin la generarea curbelor directoare și generatoare (fus-lagăr și sanie-ghidaj). Importanța lor crește pentru lanțurile cinematice de copiere nemecanică, utilizînd un șablon sau model, și devine și mai importantă la înlocuirea acestora prin programe codificate de tip bandă perforată, bandă magnetică etc., ceea ce este în concordanță cu probabilitatea medie de defectare a mecanismelor al cărui număr crește, în ordinea citată a sistemelor de copiere.

9.2.3. Acționarea și comanda lanțurilor cinematice auxiliare

Efectuarea operațiilor auxiliare prin acționare manuală nu necesită în genere depunerea unor eforturi excesive de către operatorul uman. Dacă frecvența operațiilor auxiliare este însă ridicată, cum este necesar în producția de serie sau de masă, solicitarea operatorului uman devine foarte mare, avînd ca urmare obosirea acestuia și deci o încetinire a vitezei de efectuare a operațiilor, cu consecințe asupra productivității și, chiar mai mult, cu urmări negative asupra preciziei și calității produselor și cu creșterea rebuturilor.

Urmărindu-se simultan ușurarea muncii și menținerea productivității și a uniformității producției, s-a apelat la mecanizarea operațiilor auxiliare, energia efectuării acestora fiind luată de la același motor care antrenează mașina-unealtă sau de la motoare independente, operatorului uman revenindu-i sarcina numai de *a comanda* intrarea și ieșirea din funcțiune a lanțurilor cinematice auxiliare, și eventual de a urmări și controla desfășurarea acestor operații.

Avînd în vedere că operațiile auxiliare se succed într-o anumită ordine precisă și caracteristică ciclului de lucru pentru prelucrarea unei anumite piese, însăși comanda intrării în funcțiune și a opririi unor lanțuri cinematice

Scanned with OKEN Scanner

auxiliare a fost scoasă din sarcina operatorului uman, fiind trecută asupra mașinii-unelte, aceasta autocomandîndu-și operațiile respective (de exemplu: inversarea sensului la raboteze, mașini de rectificat etc., acționarea mecanismului de avans la aceleași mașini, la mașinile de găurit etc.).

În aceste cazuri, operatorului uman nu-i rămîne de efectuat decît programarea (prin opritori) a comenzii lanțurilor cinematice în cauză.

Dar nu toate lanțurile cinematice auxiliare pot fi astfel comandate și acționate, pe de o parte, iar pe de altă parte, operatorul uman are încă suficient de multe operații pe care trebuie să le comande sau chiar să le execute (în sensul de acționare), din care cauză s-au creat organe speciale de comandă, pe care, fie că el însuși efectuează programarea (tamburi cu opritori, tablouri cu fișe etc.), fie că primește programarea pe un portprogram specific (came, cartele și benzi perforate), urmînd numai să-l monteze (introducă) în mașina-unealtă, obținîndu-se astfel automatizarea parțială sau completă a mașinii-unelte.

Ca urmare a diferitelor modalități de acționare și comandă lanțurile cinematice auxiliare pot fi cu:

a. Acționare manuală, individuală;
b. Acționare manuală, centralizată;
c. Acționare cu comandă manuală;
d. Acționare cu comandă programată;
e. Acționare cu comandă autoadaptivă.

În cele ce urmează, se va analiza specificul fiecărei grupe:

a. **Acționarea manuală, individuală,** a unui lanț cinematic auxiliar este efectuată integral de operatorul uman, acesta luînd hotărîrea cînd trebuie efectuată acționarea elementului de introducere a mișcării în lanț (programare în timp), efectuarea operației și controlul execuției sale. Ca exemple, se pot cita: prinderea pieselor în universalul strungului normal, schimbarea turației prin acționarea mai multor manete, înlocuirea roților de schimb, măsurarea piesei etc.

b. **Acționarea manuală, centralizată,** este cazul în care prin acționarea unei singure manete, muncitorul manevrează mai multe mecanisme care concură la realizarea unei operații auxiliare. Ca exemplificare, avansul barei de material la strungurile revolver, la care, prin acționarea manetei, se efectuează desfacerea bacurilor, avansarea materialului, strîngerea bacurilor și înapoierea în poziția inițială a mecanismului.

Pentru unele operații auxiliare, ca de exemplu schimbarea turațiilor, a avansurilor etc., acționarea manuală centralizată poate fi efectuată *fără selectarea*, cu *selectarea* sau cu *preselectarea* turației sau avansului respectiv.

Prin selectare, se înțelege posibilitatea alegerii unui anumit parametru dintr-un număr de parametri pe care îl poate realiza lanțul cinematic respectiv și realizarea numai a parametrului selectat, în timp ce *fără selectare*, pentru a se ajunge la parametrul dorit, trebuie să se treacă prin toți parametrii intermediari (ceea ce înseamnă un consum mai mare de timp auxiliar).

Preselectarea asigură micșoarerea timpului auxiliar, deoarece alegerea parametrului dorit se efectuează în timpul procesului de așchiere, efectuarea ope-

Scanned with OKEN Scanner

rației auxiliare, care trebuie să fie făcută în afara acestui proces, consumă un timp minim.

c. **Acționarea cu comandă manuală** se realizează în aceleași condiții ale cazului precedent, cu singura deosebire că acționarea propriu-zisă se efectuează de un motor comandat la timpul oportun de operatorul uman, ceea ce face ca operația să se efectueze mai repede, iar operatorul uman să fie mai puțin solicitat fizic.

d. **Acționarea cu comandă programată** se referă la efectuarea nu numai a unei singure operații auxiliare, ci a mai multora, eventual a tuturor operațiilor necesare unui ciclu de lucru al mașinii-unelte. În acest caz, se programează *darea comenzilor în timp*, pentru diferite lanțuri cinematice auxiliare.

Astfel cama pentru acționarea saniei portcap revolver a strungurilor de tip Index reprezintă o acționare cu comandă programată. O astfel de camă are programată viteza de avans și viteza de înapoiere rapidă.

Acționarea cu comandă programată se poate prezenta în cele mai variate forme pînă la cea mai actuală: comanda numerică pe cartele sau benzi perforate, benzi magnetice etc.

Un aspect al acționării cu comandă programată, susținut mai mult pe criterii de reclamă decît pe criterii științifico-economice, se referă la *rigiditatea* programului, cînd este vorba de came și de *elasticitatea lui*, în cazul altor tipuri de programare.

Rigiditatea programului, în cazul camelor, se referă la faptul că viteza de execuție a operației auxiliare nu poate fi modificată, decît prin confecționarea unei came noi, care necesită timp și manoperă.

Elasticitatea altor tipuri de portprograme constă în calitatea de a putea modifica această viteză, mai ușor, în timp mai scurt. În schimb se trece cu vederea că manopera pentru efectuarea acestei modificări implică existența unei aparaturi mult mai costisitoare decît în cazul camelor, precum și folosirea unui personal cu o calificare mai ridicată.

Se pare însă că la unele mașini-unelte, ca de exemplu la strungurile revolver automate de tip Index și similare, pentru piese mici și producție de serie mare și de masă, comanda programată pe came și-a confirmat, prin simplicitate și economicitate, dreptul la existență, astfel încît este probabil că aceasta va mai dăinui încă mult timp.

e. **Acționarea cu comandă autoadaptativă** reprezintă forma superioară (actuală) a automatizării mașinilor-unelte. Are deocamdată o aplicabilitate relativ restrînsă, de exemplu în domeniul autoreglării vitezei de așchiere sau de avans, funcție de anumiți parametri, sau în domeniul controlului, în fabricația de masă, denumit control activ etc. În linii mari, o astfel de mașină-unealtă trebuie dotată cu un număr de programe pentru fiecare operație auxiliară și cu o aparatură care, pe baza informațiilor primite (viteza de așchiere, calitatea suprafeței etc.), să declanșeze intrarea în funcțiune a programului optim, care asigură obținerea pieselor în timp minim și de calitate și precizie, maxime.

Scanned with OKEN Scanner

9.3. ALIMENTAREA CU PIESE, MATERIAL ÎN BARE SAU COLACI

9.3.1. Generalităţi

Prin alimeantarea cu piese (sau material sub formă de bare laminate sau sîrmă în colaci) a maşinii-unelte se subînţelege o operaţie auxiliară foarte complexă, la care se pot distinge patru faze:

— aducerea şi aşezarea piesei (barei etc.) în dispozitivul de prindere al maşinii-unelte

— fixarea (prinderea) piesei pentru a putea fi prelucrată;

— desprinderea piesei din dispozitiv:

— eliminarea piesei de pe maşina-unealtă.

Aceste patru faze sînt evidente şi suficiente în cazul efectuării manuale a operaţiei de alimentare cu piese sau material. În cazul mecanizării şi automatizării acestei operaţii, apar însă un număr mult mai mare de faze, care trebuie executate de mecanisme independente, cu acţiune coordonată, pentru efectuarea lor după un program precizat.

Mecanizarea şi automatizarea operaţiei de alimentare cu piese, bare etc. necesită trei grupe de mecanisme distincte pentru realizarea fazelor de:

— aducere şi aşezare a pieselor (barelor etc.);

— fixarea (prinderea) piesei;

— eliminarea piesei de pe maşina-unealtă.

Fiecare din aceste trei grupe de mecanisme trebuie să efectueze la rîndul lor un număr de faze proprii (subfaze) determinate de caracteristicile de formă ale piesei şi de caracteristicile funcţionale ale mecanismelor respective.

Acţionarea acestor mecanisme reprezintă o problemă care trebuie tratată separat, deoarece, pentru acest scop, sînt necesare lanţuri cinematice auxiliare specifice.

În fine, automatizarea sau semiautomatizarea operaţiei complexe de alimentare, problemă distinctă de precedenta, trebuie tratată în consecinţă.

Operaţia de alimentare cu piese a maşinilor-unelte este deosebit de dificilă prin numărul mare de faze (şi sub faze). Alimentarea cu material în bare laminate necesită un număr mai redus de faze şi sînt necesare pentru aceasta mecanisme identice sau similare celor pentru alimentarea cu piese. Alimentarea cu sîrmă din colaci are o utilizare foarte restrînsă şi un număr de faze redus..

În cele ce urmează, problema alimentării este abordată în ordinea citată.

9.3.2. Alimentarea cu piese

Diversitatea pieselor ca formă şi dimensiuni, ca şi diversitatea maşinilor-unelte pe care pot fi prelucrate, a condus la existenţa unei foarte mari varietăţi de metode de alimentare a maşinilor-unelte. Problema automatizării acestei operaţii a dus la studii privind clasificarea pieselor în diferite grupe,

Scanned with OKEN Scanner

vizînd însă numai prelucrarea pe strunguri autoamte sau pe un număr restrîns de mașini-unelte universale ca cele de frezat și de găurit.

Pentru scopul nostru, putem grupa piesele în patru grupe și anume.

— piese foarte mari și grele;
— piese mari.
— piese mijlocii;
— piese mărunte.

În cazul *pieselor foarte mari și grele*, operația de alimentare se face în sens invers, aducîndu-se mașina-unealtă la piesă, în genere mașini de găurit transportabile, mașini de găurit portabile pneumatice sau electrice, polizoare etc., sau dacă se aduce piesa la mașina-unealtă, atunci aceasta din urmă se fixează pe dispozitivul de prindere a piesei, ca de exemplu strungul din fig. 9.2, la care montanții și traversa sînt fixați pe platou.

Alimentarea cu *piese mari* se face cu ajutorul podurilor rulante, a macaralelor etc., fixarea pe masa mașinii (mașini orizontale de găurit și alezat, mașini radiale, raboteze, freze portal etc.) sau în dispozitivele de prindere (platoul sau universalul strungului normal sau carusel, al mașinii de rectificat cilindri de laminor etc.) efectuîndu-se manual.

Urmărind pe toate căile reducerea timpului auxiliar, chiar și în cazul mașinilor-unelte foarte grele, s-au găsit în unele cazuri soluții în ceea ce pri-

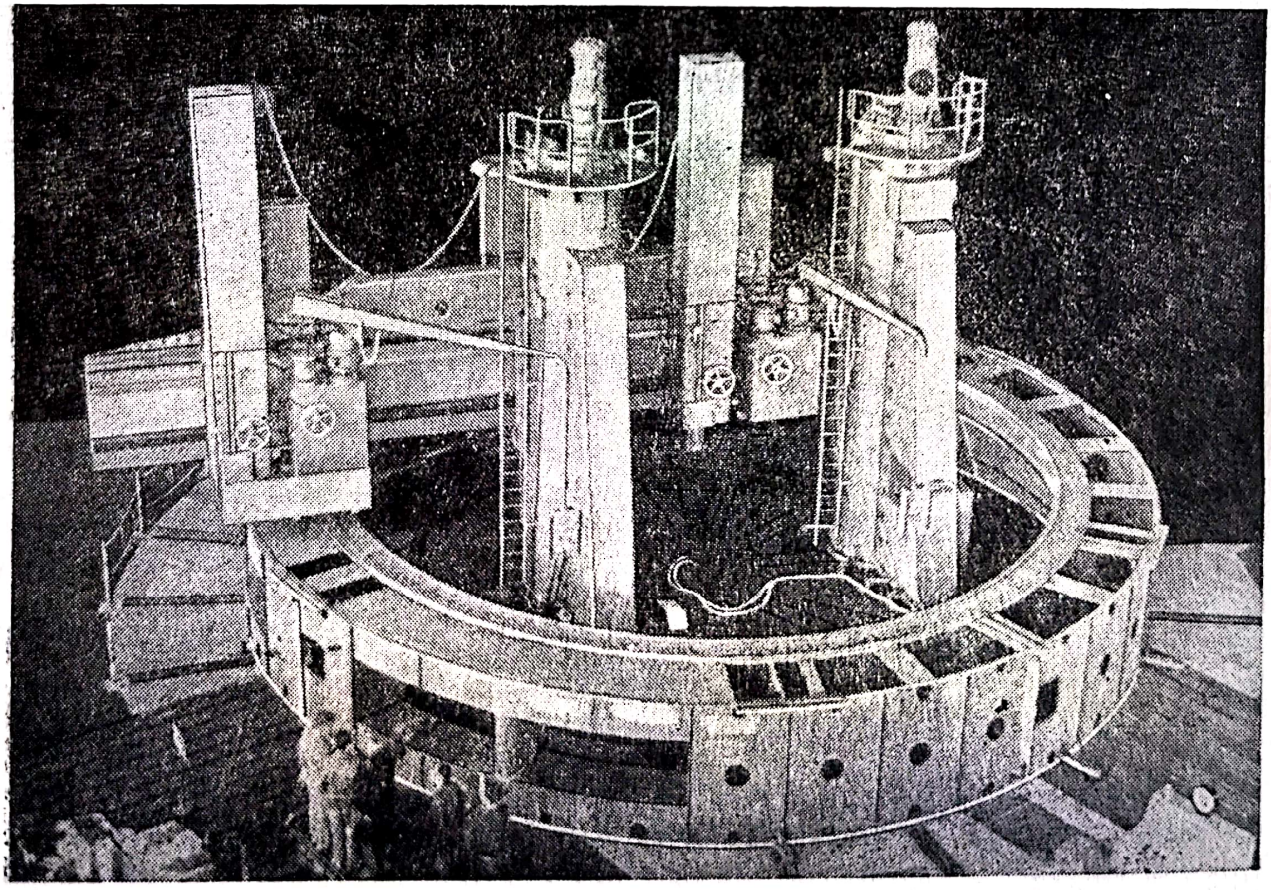


FIG. 9.2. Strung carusel Froriep cu piesa fixă și cuțit rotativ.

Scanned with OKEN Scanner

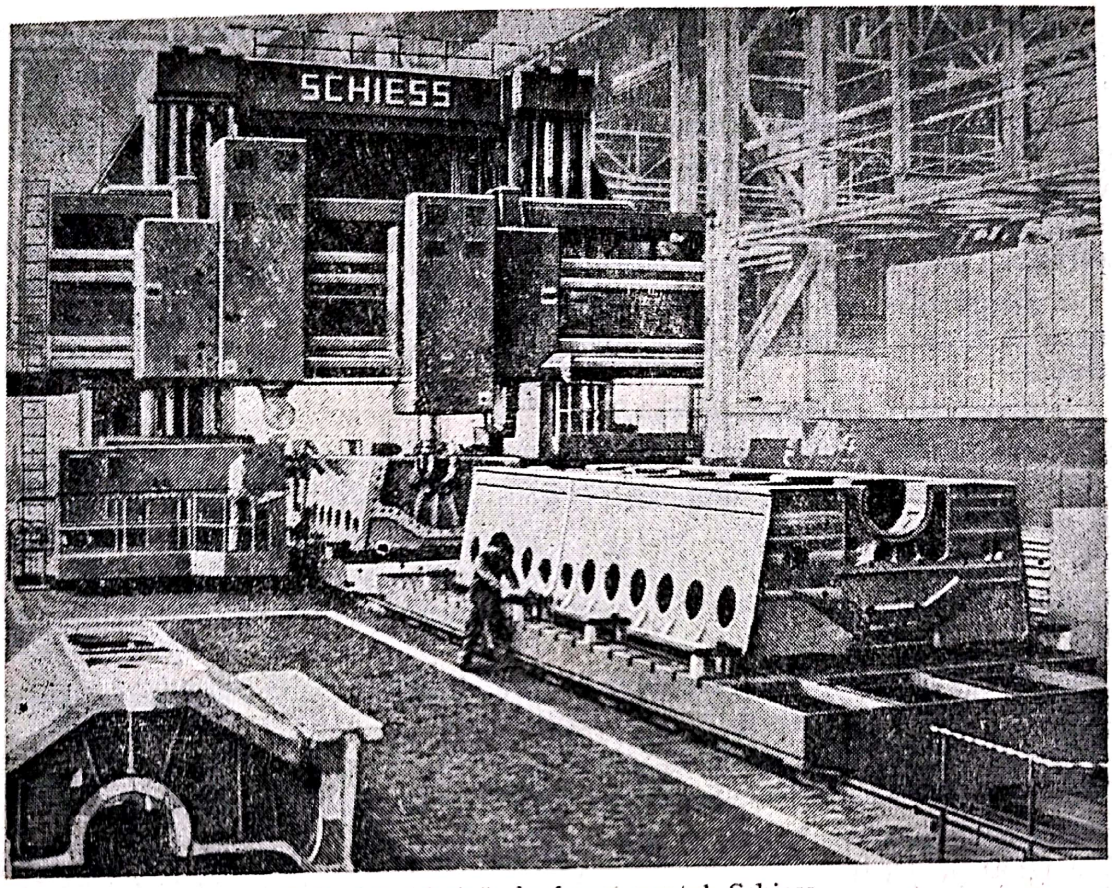


FIG. 9.3. Mașină de frezat portal Schiess.

vește micșorarea timpului de oprire a mașinii cerut de îndepărtarea piesei prelucrate și montarea unei piese brute.

Fig. 9.3 reprezintă o mașină de frezat portal pentru prelucrarea pieselor mari și foarte grele. Ghidajele au lungimea de 46 m, mașina fiind dotată cu două mese, pe una aflîndu-se o piesă în lucru, pe a doua montîndu-se o piesă brută sau demontîndu-se, pentru eliminare, piesa prelucrată. În acest mod, timpul auxiliar pentru montare-demontare a piesei se suprapune peste timpul de lucru efectiv.

Piesele mijlocii, ca greutate, sînt cele mai multe ca varietate și volum de prelucrat în uzinele constructoare de mașini.

Alimentarea mașinilor-unelte cu astfel de piese se poate face în mai multe moduri și anume:

— așezare și fixare manuală, pe masa mașinii sau într-un dispozitiv al acesteia (universal, între vîrfuri etc.), sau într-un dispozitiv construit special pentru piesa și mașina-unealtă în cauză; eliminarea piesei prelucrate se efectuează tot manual, prin operații inverse;

— așezarea manuală în dispozitiv și fixarea mecanizată, comdandată manual. Eliminarea piesei se efectuează prin operații inverse, iar piesa se îndepărtează manual;

— alimentarea automată din depozit (magazin, casetă sau de pe un transportor) cu comandă programată; eliminarea piesei se face automat pe un transportor (jgheab, lanț etc.).

Alimentarea cu *piese mărunte*, în mod obișnuit se face automat, dintr-un depozit deservit de un buncăr, între buncăr și depozit fiind necesar un mecanism de orientare a pieselor. Eliminarea pieselor este automată, colectarea lor făcîndu-se într-o cutie spre care sînt dirijate printr-un jgheab. În multe cazuri însă, piesele cad direct în cutia de colectare, din dispozitivul de prindere.

a. **Dispozitive de poziționare și fixare a pieselor.** Dispozitivele de poziționare și fixare (prindere, strîngere) a pieselor se împart în două categorii distincte:

— aparținînd mașinii-unelte și
— construite pentru prelucrarea unei anumite piese pe mașina-unealtă.

Categoria a doua de dispozitive de poziționare și fixare a pieselor se proiectează, de la caz la caz, în conformitate cu planul de operații de către proiectanții tehnologi. Acestea sînt destinate în cea mai mare măsură pentru mașinile de găurit, mașinile de frezat, în unele cazuri pentru strunguri și mai rar pentru alte mașini-unelte.

Proeictarea acestora reprezintă o specialitate de sine stătătoare, bazată pe Teoria proiectării dispozitivelor, în care scop se poate utiliza lucrarea [135].

Dispozitivele aparținînd mașinilor-unelte se construiesc pe aceleași baze teoretice ca și precedentele: *așezarea* piesei în dispozitiv și *strîngerea* ei.

Dispozitivele de prindere ale mașinii-unelte se pot împărți în grupe distincte după cum acestea asigură prinderea *directă* a piesei sau prinderea *indirectă* a ei, caz în care se folosesc ca intermediar, între piesă și dispozitivul de strîngere, *dornuri* corespunzătoare ca formă și lungime.

Pentru prinderea directă a piesei, trebuie luate în considerare următoarele dispozitive aparținînd mașinii-unelte:

1) mesele și săniile acestora;
2) platourile și universalele;
3) mandrinele cu bucșe elastice;
4) ansamblul antrenor, linetă, vîrfuri.

1) *Mesele* și *săniile* mașinilor-unelte sînt în genere de formă dreptunghiulară (mașini de frezat, de rabotat etc.), mai rar, pătrată (bohrwerk) și, în unele cazuri, rotunde (mașini de prelucrat roți dințate, de rectificat cu masă rotativă etc.). Pentru fixarea pieselor (sau a dispozitivelor speciale port-piesă). ele sînt dotate cu canale T (fig. 9.4), standardizate, în care se introduc șuruburi de strîngere cu cap corespunzător sau piulițe T.

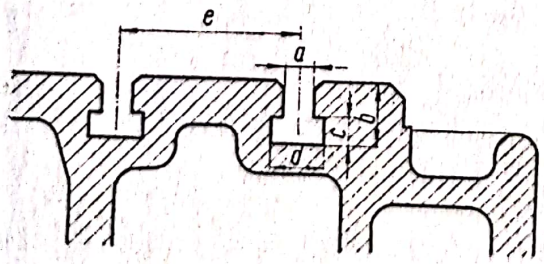


FIG. 9.4. Forma canalelor T ale meselor mașinilor-unelte.

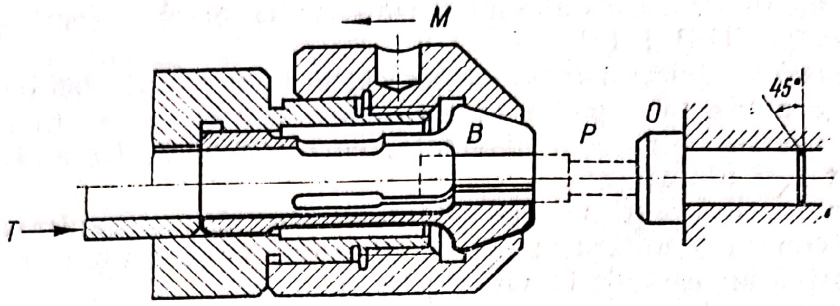


FIG. 9.5. Bucșă elastică cu con direct.

2) *Platourile și universalele* mașinilor-unelte permit, primele, prinderea pieselor de cele mai diferite forme, în timp ce, universalele, numai piese ale căror secțiuni se înscriu într-un cerc.

3) *Mandrinele cu bucșe elastice* sînt utilizate pentru prinderea pieselor în genere circulare cu diametrul relativ mic, pe strungurile automate și semiautomate, mono și multiaxe.

Bucșele elastice B ale mandrinelor pot fi cu con direct (fig. 9.5) sau invers (fig. 9.6) și acționate manual prin rotirea (sau deplasarea) manșonului exterior M (partea superioară a figurilor) sau acționate prin împingere interioară cu o tijă tubulară T (partea inferioară a figurilor). Există construcții la care acționarea se face prin tragere (fig. 9.6, jos).

Trebuie menționat că mandrinele cu bucșe elastice în unele cazuri nu pot asigura poziționarea corectă a piesei (sau barei), datorită modului lor de funcționare. Astfel în cazul fig. 9.5 și 9.6, la introducerea materialului sau piesei în bucșa elastică, acestea sînt dexchise și deci deplasate spre dreaptă. Poziționînd materialul sau piesa (prin opritori), la rotirea manșonului filetat pentru strîngerea bucșei elastice, aceasta, împreună cu piesa (sau bara), se va deplasa spre stînga, părăsind opritorul. În cazul acționării prin împingere, deficiența nu are loc deoarece este împinsă spre opritor.

Poziționarea piesei P în bucșa elastică se poate face cu ajutorul unui tampon opritor O (fig. 9.5) sau direct pe fața frontală a bucșei elastice (fig. 9.6).

Există numeroase variante constructive pentru man-

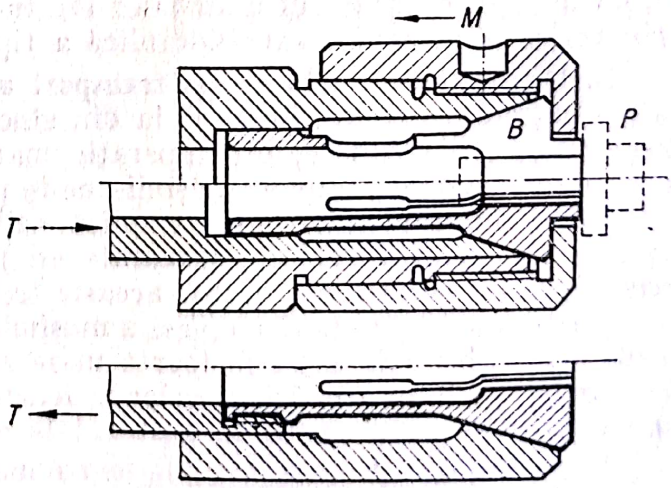


FIG. 9.6. Bucșă elastică cu con invers.

drinele cu bucșă elastică. Calculul și construcția acestora sînt date în numeroase lucrări [134] [115].

4) *Ansamblul antrenor-linetă-vîrfuri* este folosit atît pentru prinderea directă cît și indirectă a piesei pe strunguri, mașini de rectificat, în unele cazuri și pe mașina de frezat universală, pe mașinile de frezat roți dințate, de rectificat roți dințate etc.

Piesa sau dornul port-piesă pot fi fixate între vîrfuri și antrenate printr-o flanșă de antrenare și un antrenor (inimă) sau un capăt fixat în universal sau o masă rotativă iar celălalt în vîrful păpușii mobile.

Deoarece, cu mărimea greutății piesei, crește și greutatea păpușii mobile, deplasarea acesteia nu mai poate fi făcută manual, din care cauză este dotată cu motor propriu de deplasare și de fixare pe batiul mașinii-unelte.

Piesele subțiri și lungi, supuse strunjirii, rectificării sau frezării, trebuie susținute în timpul prelucrării pentru a preveni încovoierea lor sub acțiunea greutății proprii și a forței de așchiere.

Se foloses în acest scop linete fixe sau mobile, ultimele montate pe căruciorul strungului.

Linete de construcție specială se folosesc la prelucrarea manetoanelor arborilor cotiți.

Bacurile linetelor, la partea de contact cu piesa, pentru a preveni zgîrierea suprafeței prelucrate, sînt dotate cu pastile de bronz sau cu metal de antifricțiune, asigurîndu-se în același timp și o ungere corespunzătoare.

La mașinile de prelucrat roți dințate cu freză-melc, piesa se așază pe masa rotativă printr-un dispozitiv corespunzător (fig. 9.7), în partea superioară fiind susținută de un vîrf (*a* și *b*) sau un lagăr (*c* și *d*) al păpușii mobile. În cazurile *a* și *b*, strîngerea se face de către vîrf, iar în cazurile *c* și *d*, prin tragerea dornului. Acționarea saniei port-vîrf și a dornului poate fi manuală sau hidraulică.

La mașinile de prelucrat roți conice, imposibilitatea utilizării unui vîrf de susținere conduce la folosirea prinderii pinionului cu bucșă elastică (fig. 9.8, *a*), iar a roții, cu ajutorul unui taler (*b*), în ambele cazuri fixarea făcîndu-se prin tragerea mecanică sau hidraulică a tijei interioare a axului port-piesă.

b. **Dispozitive de aducere și transport a pieselor.** Pentru marea majoritate a mașinilor-unelte, piesa se ia din stocul alăturat mașinii și se așază în dispozitivul de prindere, prin operație manuală, cînd piesa prin greutatea sa și productivitatea impusă mașinii-unelte permit o astfel de manevrare.

Manevrarea pieselor grele implică utilizarea mijloacelor de ridicat și transportat (poduri rulante, macarale etc.) ale atelierului (secției) sau ale mașinii-unelte proprii, caz în care aceasta trebuie dotată cu astfel de mijloace.

Alimentarea automată cu piese a mașinilor unelte este justificată numai în cazul unei fabricații de serie foarte mare sau de masă.

Astfel, pe baza grupării pieselor în foarte mari, mari, mijlocii și mărunte, numai ultimile două grupe se pretează la automatizarea alimentării.

Piese mijlocii produse în serie foarte mare sau de masă sînt de exemplu: rulmenți (inelele, bilele și rolele) și numeroase piese de motoare auto sau de

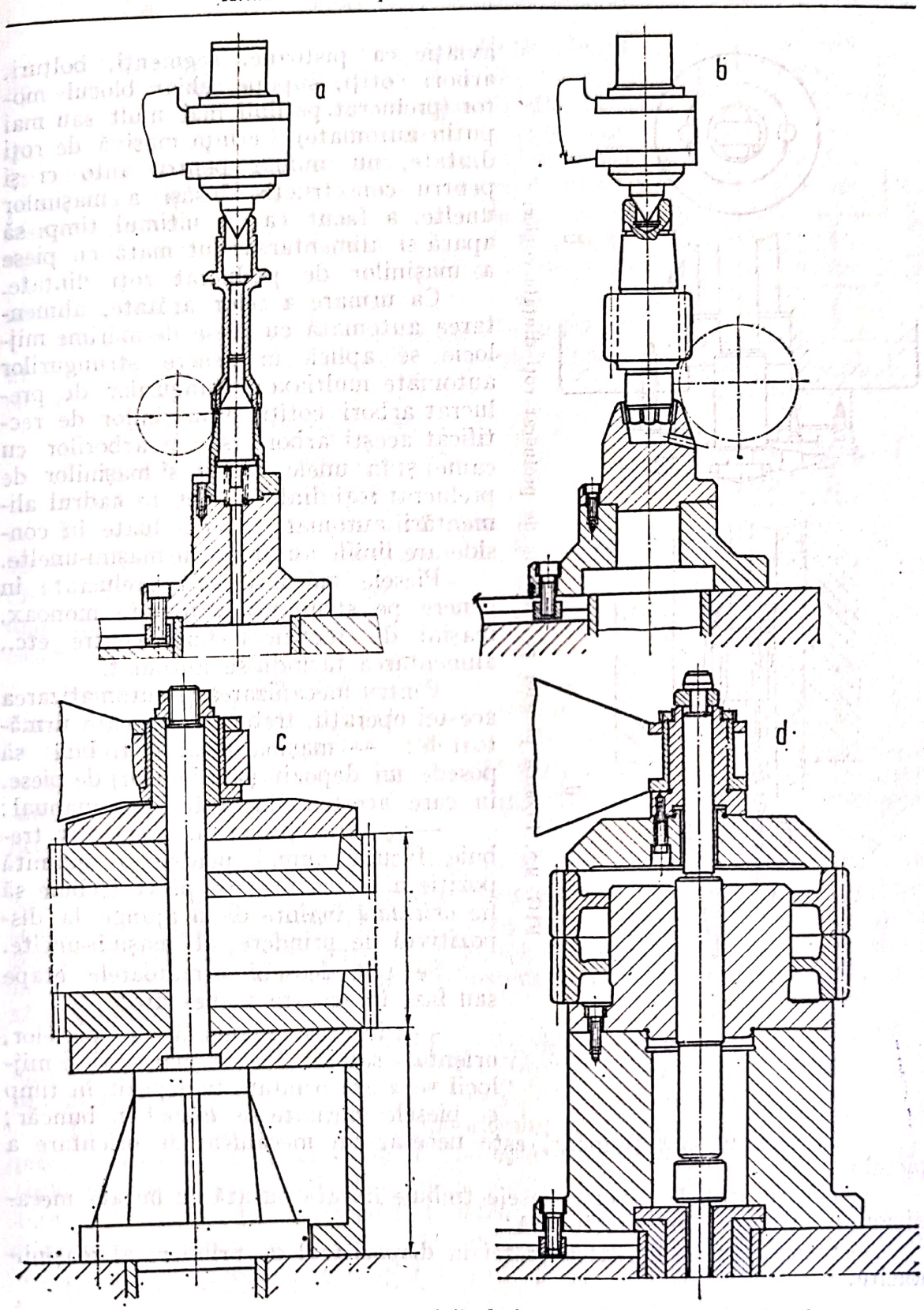


FIG. 9.7. Fixarea pieselor pe mașinile de frezat roți dințate cu freză melc.

Scanned with OKEN Scanner

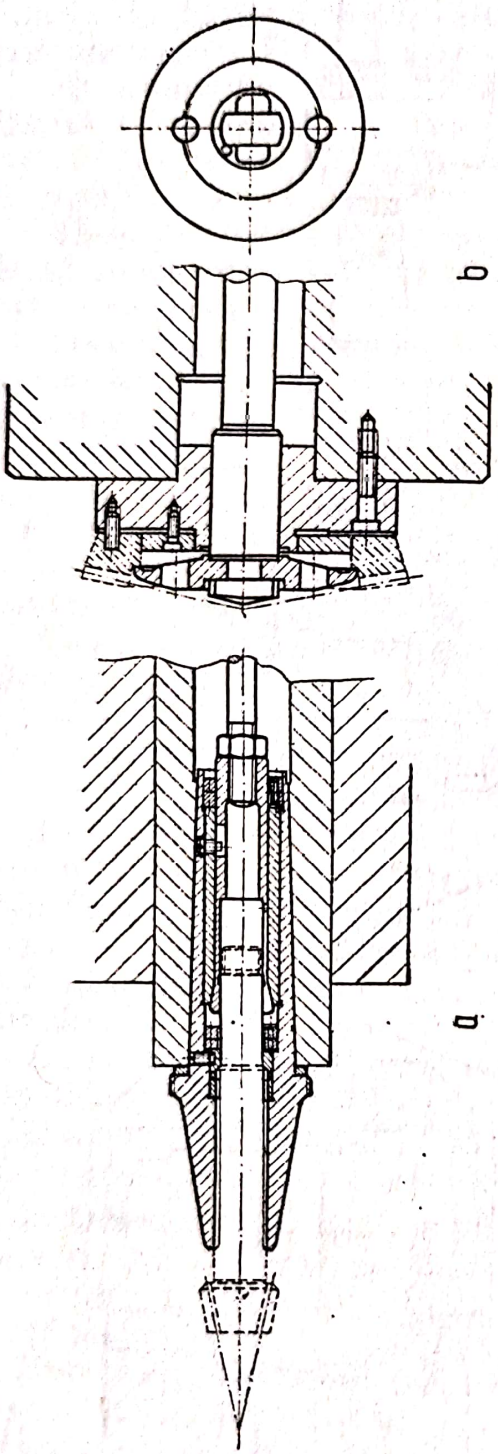


FIG. 9.8. Fixarea pieselor pe mașinile de prelucrat roți dințate conice.

aviație ca pistoane, segmenți, bolțuri, arbori cotiți, supape, chiar blocul motor (prelucrat pe linii mai mult sau mai puțin automate). Cerința masivă de roți dințate, nu numai pentru auto ci și pentru consctrucția însăși a mașinilor unelte, a făcut ca în ultimul timp să apară și alimentarea autcmată cu piese a mașinilor de prelucrat roți dințate.

Ca urmare a celor arătate, alimentarea automată cu piese de mărime mijlocie se aplică în genere strungurilor automate multiaxe, strungurilor de prelucrat arbori cotiți și mașinilor de rectificat acești arbori (sau a arborilor cu came) și în unele cazuri și mașinilor de prelucrat roți dințate. Tot în cadrul alimentării automate, trebuie luate în considerare liniile automate de mașini-unelte.

Piesele mărunte sînt prelucrate în genere pe strunguri automate monoax, mașini de rectificat fără centre etc., alimentarea făcîndu-se automat.

Pentru mecanizarea și automatizarea acestei operații, trebuie remarcate următoarele: — mașina-unealtă trebuie să posede un depozit (sau buncăr) de piese, în care acestea sînt introduse manual;

— așezarea piesei în dispozitiv trebuie făcută numai pentru o anumită poziție a sa, ca urmare piesa trebuie să fie *orientată* înainte de a ajunge la dispozitivul de prindere al mașinii-unelte.

Se pot deosebi următoarele etape sau faze în această manevrare:

— aducerea manuală a pieselor, orientate sau nu. Piesele mai mari și mijlocii se *așază* orintate în depozit, în timp ce piesele mărunte se *toarnă* în buncăr;

— în ultimul caz (buncăr) este necesar un mecanism de orientare a pieselor;

— pentru ambele cazuri, piesele trebuie livrate bucată cu bucată mecanismului următor care efectuează:

— transportul și așezarea piesei în dispozitivul de prindere al mașinii-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

Schema din fig. 9.9 reprezintă sintetic fluxul operațiilor necesare alimentării propriu-zise.

Cu toate că etapele acestei manevrări sînt aceleași din momentul în care piesele sînt orientate, din punct de vedere constructiv, datorită mărimii pieselor și a timpului necesar de prelucrare, mecanismele de aducere și transport a pieselor avînd depozit (cu piesele orientate manual) sînt mai complexe decît cele cu buncăr, care în multe cazuri reprezintă o simplificare a primelor.

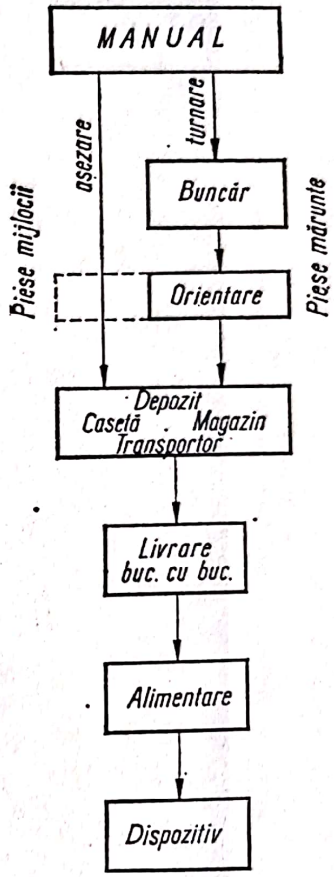


FIG. 9.9. Schema fluxului operațiilor de alimentare cu piese a unei mașini-unelte.

Mecanisme cu depozit. Depozitul de piese al unei mașini-unelte cu alimentare automată poate consta dintr-un

— jgheab, magazin sau casetă;
— transportor propriu al mașinii;
— transportor între mașini.

La prima grupă, piesele se deplasează în interiorul depozitului, prin greutatea proprie, fiind dispuse într-un magazin-jgheab înclinat (dig. 9.10), magazin spiral (fig. 9.11) sau dispuse vertical, în casete.

În cazul transportorului propriu al mașinii-unelte, piesele se deplasează într-un plan orizontal, în timp ce transportorul dintre mașini transportă în genere piesele de pe un nivel pe altul (fig. 9.12) sau pe același nivel, în cazul liniilor automate de mașini-unelte agregate.

Din depozit, piesele trebuie livrate bucată cu bucată,la intervale determinate de ciclul de lucru al mașinii-unelte, în care scop este necesară separarea piesei ce urmează a fi transportată, de restul pieselor din depozit. Această separare impune existența unui *separator* ca de exemplu în fig. 9.13, care schematizează un sistem de alimentare automată a unui strung automat cu 6 axe.

Piesele de pe magazinul-jgheab *1* sînt oprite de opritorul O_1. Brațul de alimentare *3* poate oscila în jurul axului său *0* și se poate deplasa în lungul acestuia.

În poziția din schemă, degetul brațului de alimentare este introdus în piesa *I*. În faza următoare, tija *T* se deplasează spre stînga, astfel că opritorul O_2 al separatorului *2* intră între piesa *I* și *II*, asigurînd separarea acestora și, în același timp, lăsînd liberă trecerea piesei *I*. Acum brațul de alimentare *3* se poate roti, transportînd piesa în fața dispozitivului de strîngere *4*, după care, deplasîndu-se axial, introduce piesa *I* în dispozitiv.

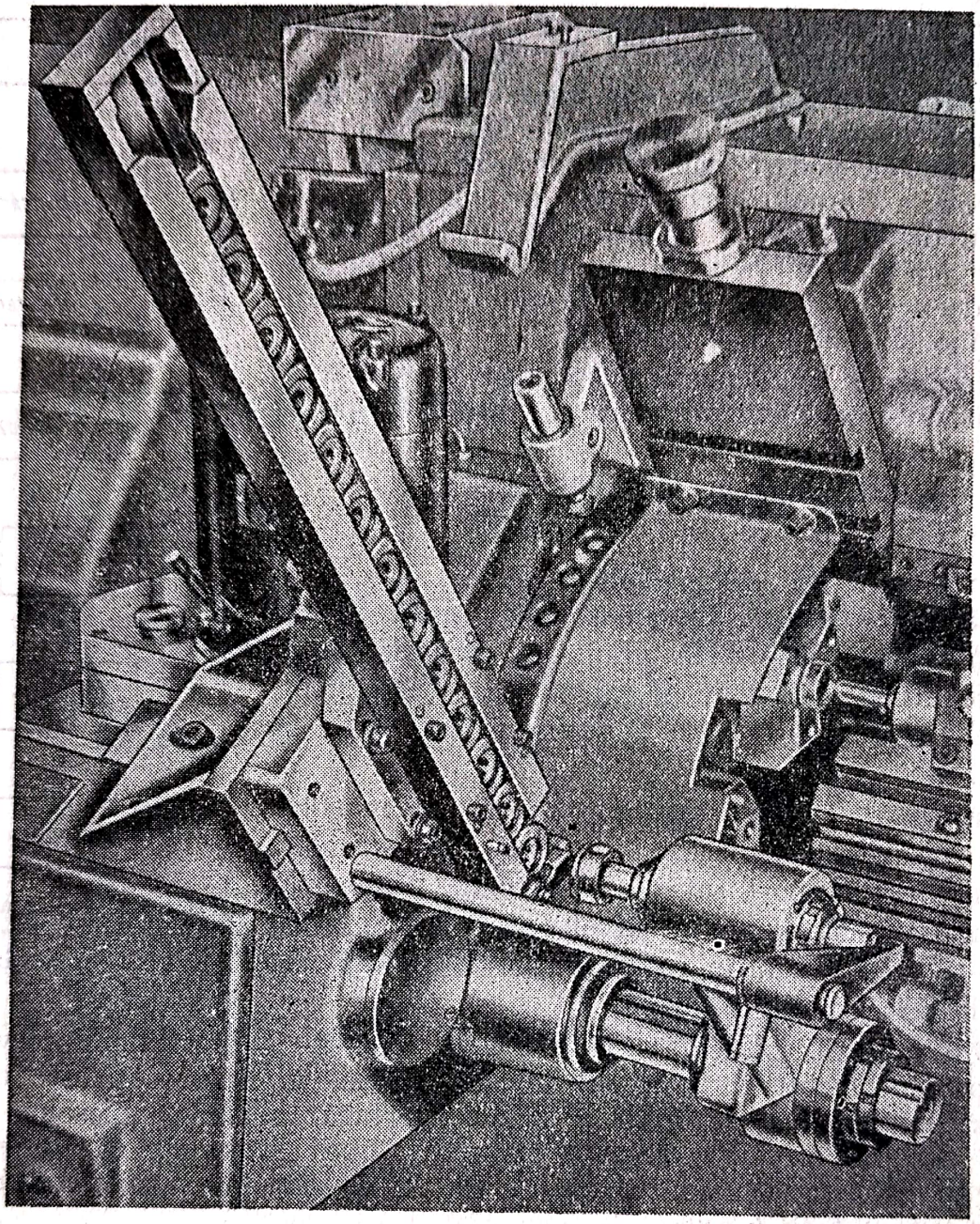


FIG. 9.10. Depozit de piese sub forma unui jghiab, pentru un strung multiaxe.

În aceeași perioadă de timp, tija T s-a deplasat spre dreapta, astfel că, O_2 fiind retras și O_1 ridicat, toate piesele de pe jgheab au coborît, piesa *II* luînd locul piesei *I*, iar *III* pe cel al peisei *II* și așa mai departe. Prin jgheabul *5* se elimină piesa prelucrată.

Prezența separatorului de piese nu este totdeauna evidentă, această operație rezultînd, fie prin modul constructiv al brațului de alimentare, fie prin modul de deplasare a pieselor în depozit.

Scanned with OKEN Scanner

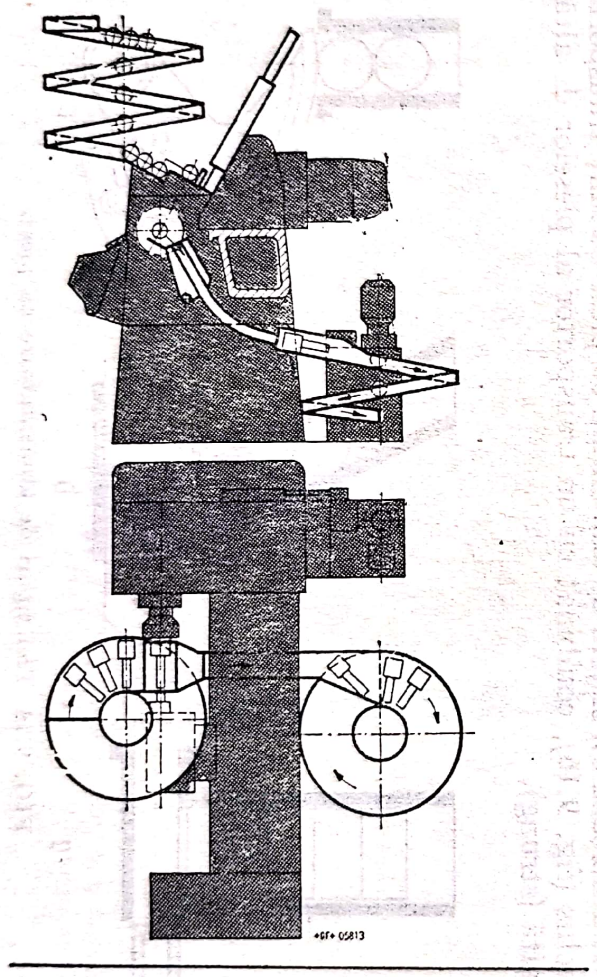


FIG. 9.11. Magazin de piese de formă spirală.

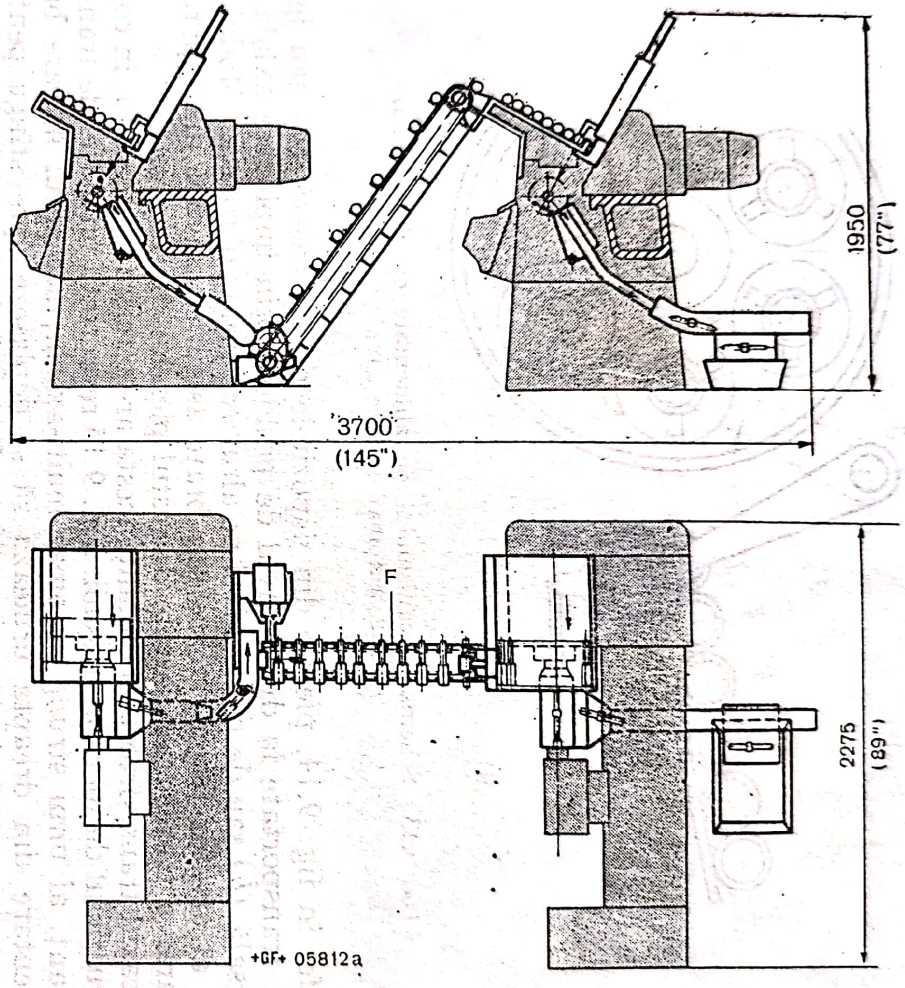


FIG. 9.12. Transportor de piese de la un nivel la altul, într-o linie de strunguri KDM.

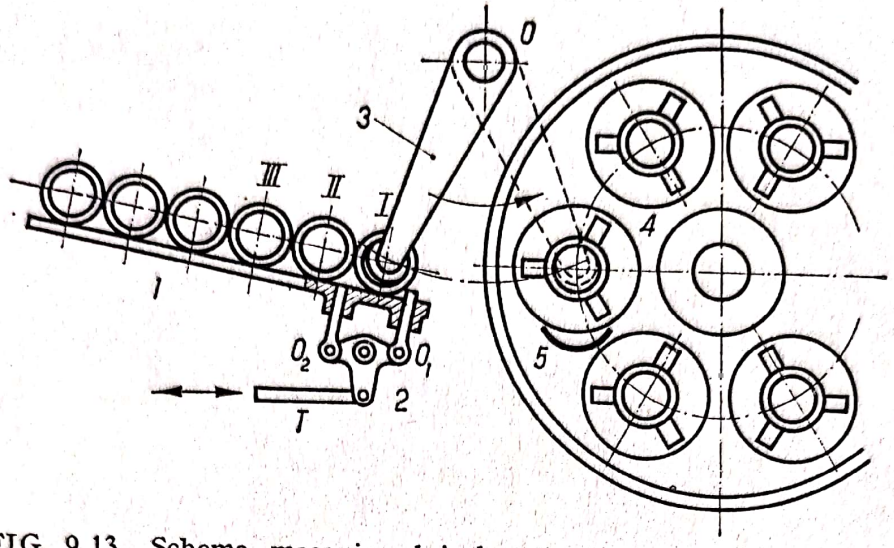


FIG. 9.13. Schema mecanismului de alimentare cu piese a unui strung automat cu șase axe.

Astfel în fig. 9.14, piesele din depozitele de tip casetă *(a)* sau jgheab *(b)* sînt transportate la dispozitivul de prindere prin împingere axială *(a)*, transversală *(b)* sau de pe un nivel pe altul *(c)* printr-o rotație. Modul constructiv al acestor impingătoare sau brațe asigură prin una din suprafețele lor, separarea piesei transportate de restul pieselor din depozit.

În cazul transportorului cu lanț, acesta are o mișcare sacadată, în conformitate cu ciclul de lucru al mașinii. Fig. 9.15 reprezintă un astfel de transportor cu lanț, al unui strung automat multi-ax, în momentul în care brațul de alimentare din dreapta urmează să se deplaseze spre stînga pentru a intra în piesa ce trebuie transportată la dispozitivul de strîngere.

La mașinile de prelucrat roți dințate cu freză melc, fabrica Staehely din R.F.G. utilizează un sistem de alimentare cu piese cu lanț transportor în circuit închis (fig. 9.16), combinat cu un transportor al pieselor de altă mașină unealtă (strung).

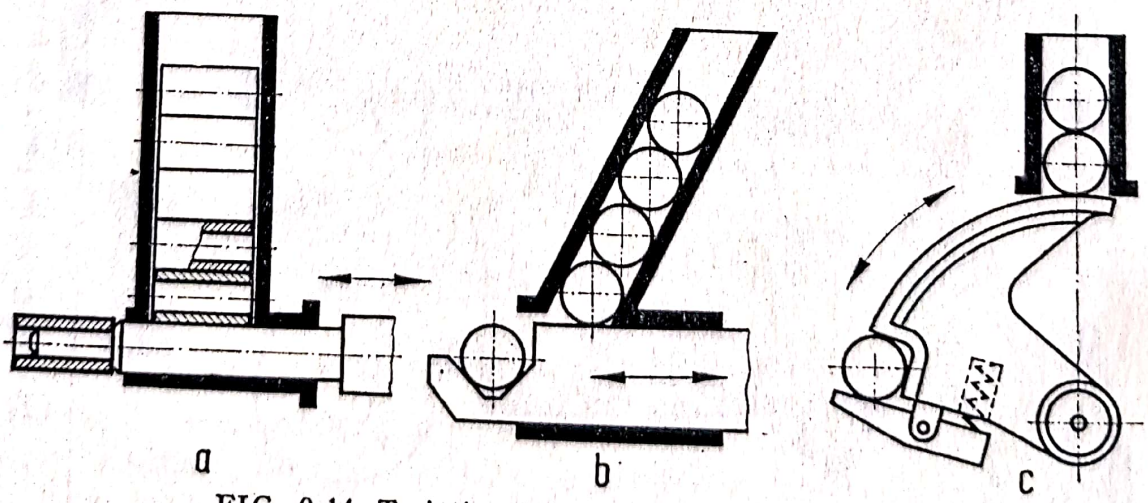


FIG. 9.14. Trei tipuri de alimentatoare cu piese.

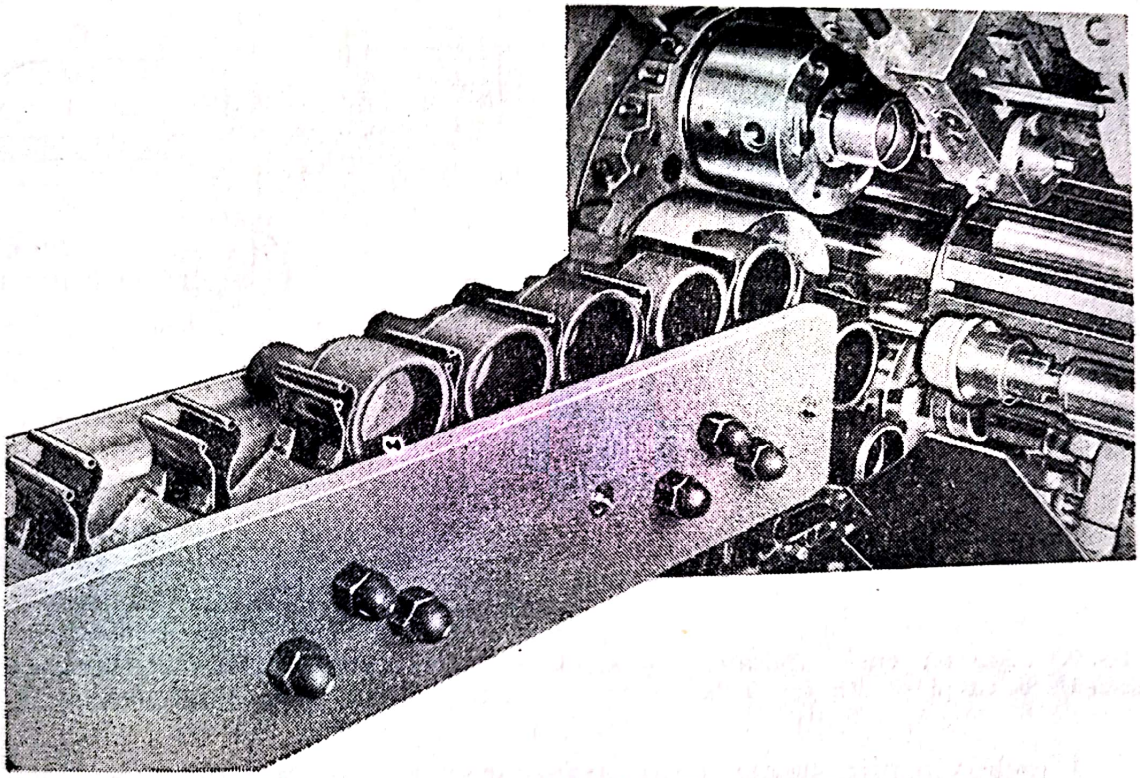


FIG. 9.15. Transportator cu lanț pentru un strung automat multi-axe.

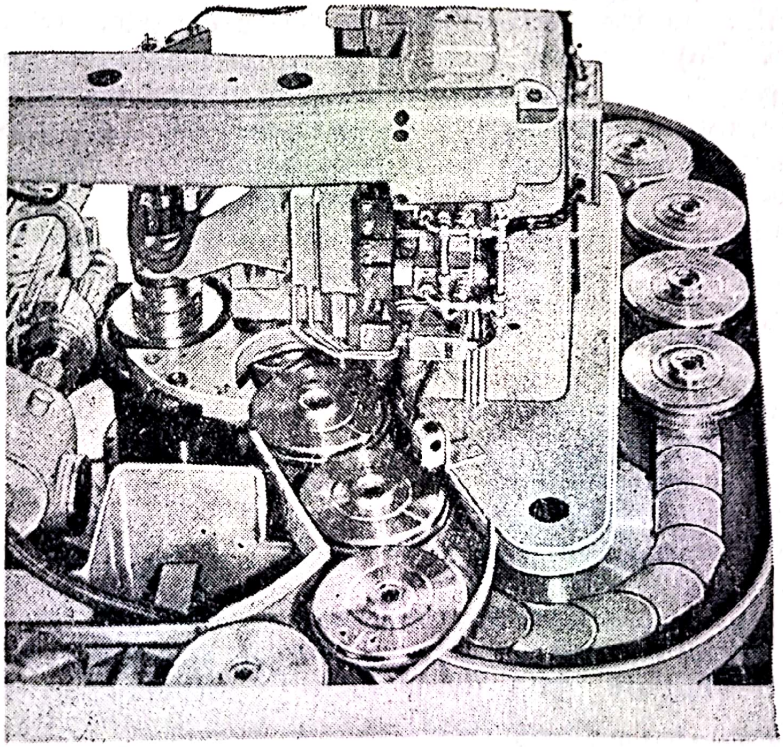


FIG. 9.16. Transportator cu lanț pentru pentru alimentarea cu piese a unei mașini de prelucrat roți dințate cu freză melc.

Scanned with OKEN Scanner

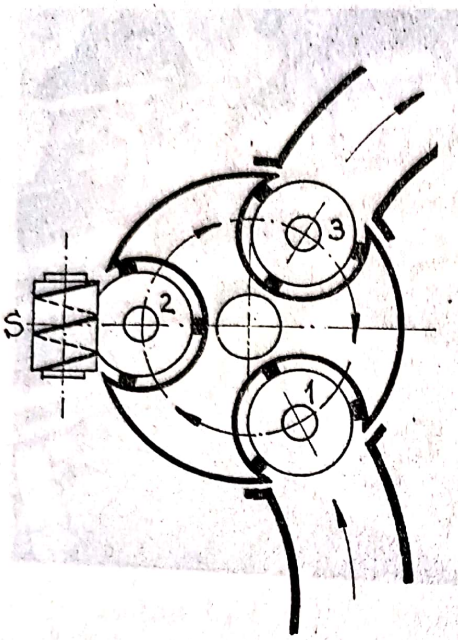


FIG. 9.17. Schemă pentru explicarea alimentării cu piese din fig. 9.16.

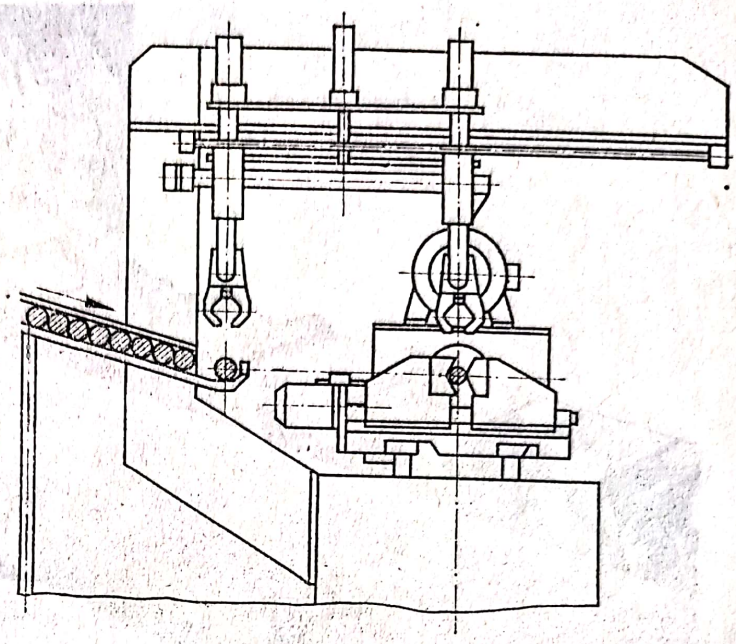


FIG. 9.18. Mînă mecanică folosită în alimentarea cu piese a unei mașini de centruit.

Piesele vin prin stînga, pe un transportor cu role, la o mînă mecanică de tip rotor, cu trei dispozitive de apucare. Rotorul se poate deplasa axial, funcționarea sa fiind schematizată în fig. 9.17

La începutul funcționării, apucarea piesei *1* se face prin coborîrea rotorului la nivelul jgheabului. După această fază, rotorul se ridică, se rotește de 120° aducînd piesa în poziția *2*, în axa mesei rotative a mașinii de frezat roți dințate. În continuare, rotorul coboară așezînd piesa din dispozitivul de strîngere. Ghearele se desfac, piesa putînd fi prelucrată. După prelucrare, rotorul apucă piesa *2*, dar în același timp apucă și o nouă piesă *1*. Se ridică și se rotește de 120°, aducînd piesa *2* în poziția *3*, deasupra lanțului transportor, și piesa *1* în poziția *2*. Rotorul coboară, așezînd piesa *2* pe dispozitivul de prindere și piesa *3* pe lanț. La deschiderea ghearelor, piesa *2* poate fi prelucrată, în timp ce piesa *3* cade pe lanțul transportor, de pe care este îndepărtată manual.

Pentru alimentarea cu piese de tipul barelor (axe, arbori cotiți etc.) ca braț de alimentare se folosește mîna mecanică, care se poate deplasa pe distanțe mari, executînd un ciclu de lucru mai complex. Astfel, în cazul fig. 9.18 mîna mecanică coboară cu ghearele deschise, apucă piesa, se ridică și se deplasează spre dreapta pînă în dreptul dispozitivului de prindere, care constă dintr-o menghină cu fălci paralele. Menghina fiind deschisă, mîna mecanică coboară introducînd piesa între fălcile acesteia, după care, piesa fiind strînsă în menghină ghearele mîinii mecanice se deschid, brațul se ridică și se înapoiază în poziția inițială, gata de a reîncepe un nou ciclu de alimentare.

Scanned with OKEN Scanner

O secțiune printr-o mînă mecanică acționată hidraulic este reprezentată în fig. 9.19. Cleștele *1* se strînge cînd pistonul *2* este deplasat în sus datorită angrenajului cu cremalieră de pe tija acestuia.

Pistonul *2* se află în tija *3*, a pistonului *4*, care în deplasarea sa pe verticală asigură ridicarea piesei de pe un nivel pe altul.

Solidară cu întregul ansamblu mobil, se află tija *5* pe care doi limitatori *6* și *7*, reglabili ca poziție, pot acționa micro-întrerupătorii electrici *8* și *9*, care comandă sertărașele distribuitoare ale mîinii mecanice.

Un alt tip de mînă mecanică, cu posibilități multiple de utilizare, este schematizată în fig. 9.20. Acționată pneumatic (sau hidraulic, caz în care etanșările trebuie realizate corespunzător), aerul intră prin orificiul *1* în stînga cilindrului *2*, iar de aici, prin cele opt orificii *3* ale cilindrului-tijă *4*, acționează asupra pistonului *5* care, comprimînd arcul *6*, deplasează piesa *7* spre stînga. Datorită canalului înclinat din piesa *7*, falca mobilă *8* strînge piesa pe falca fixă *9*.

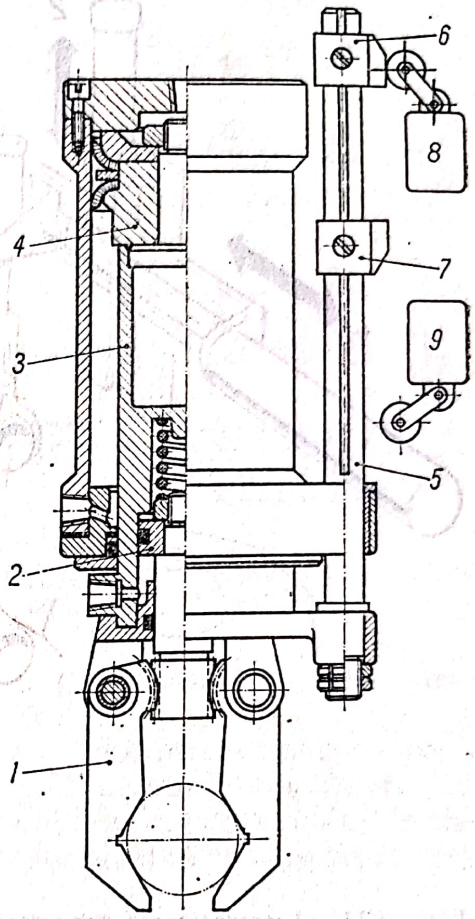


FIG. 9.19. Secțiunea printr-o mînă mecanică acționată hidraulic.

În momentul în care presiunea aerului din cilindrul *4* ajunge la presiunea de regim, pistonul *10* din cilindrul *2*, împreună cu mîna mecanică, se deplasează spre dreapta.

În capătul din dreapta a cilindrului *2*, se află tubul *11* care are un canal elicoidal, în care se deplasează cepul *12* solidar cu cilindrul-tijă *4*, astfel încît, în deplasarea acestuia spre dreapta (și deci și a piesei), el capătă și o mișcare de rotație.

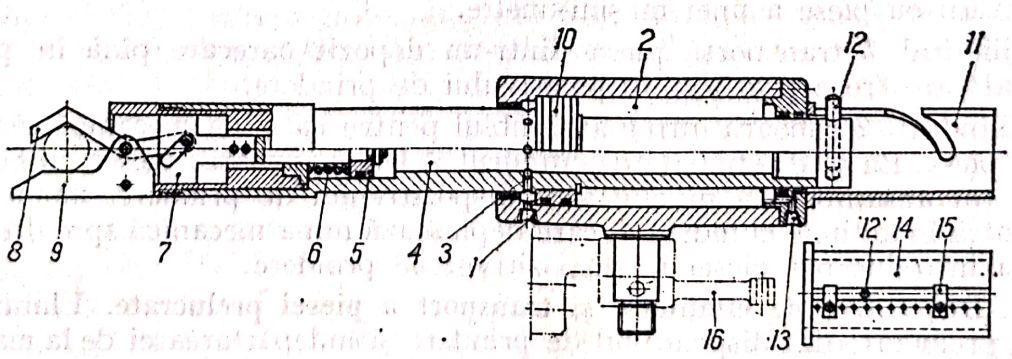


FIG. 9.20. Mînă mecanică acționată pneumatic.

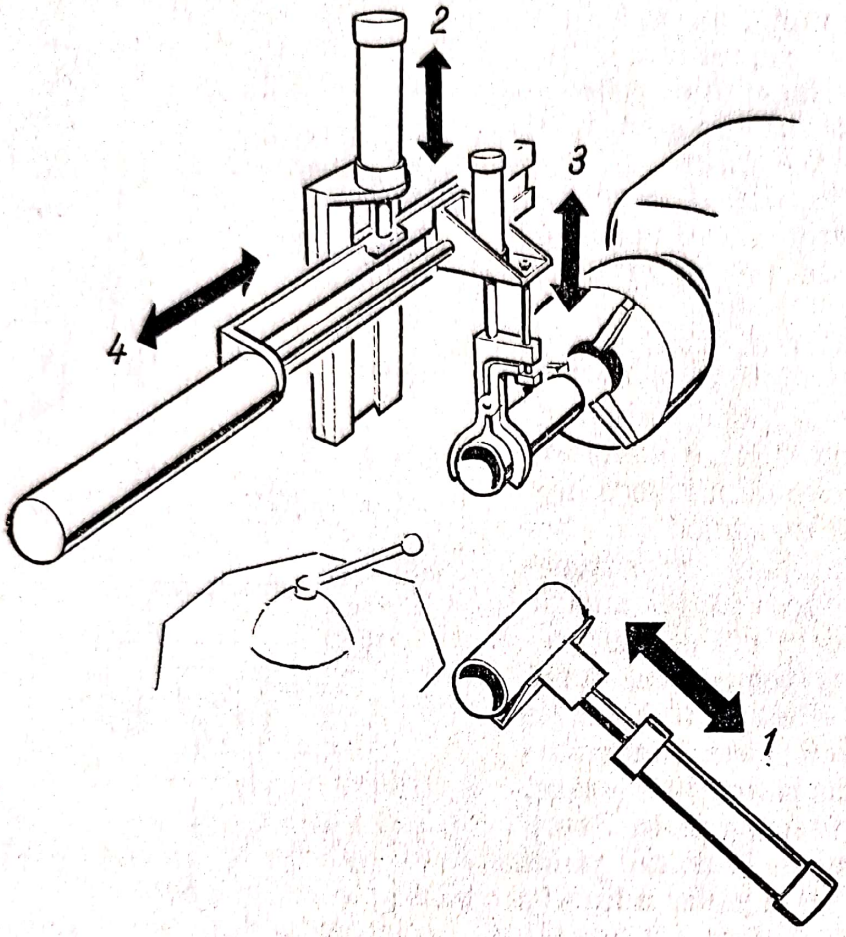


FIG. 9.21. Automatizarea pneumatică a alimentării cu piese a unui strung revolver.

La sfîrșit de cursă spre dreapta, orificiul *1* se pune în legătură cu atmosfera. Arcul *6* deplasează pistonul *5* și piesa *7* spre dreapta, falca *8* deschizînduse eliberează piesa.

Înapoierea în poziția inițială se obține prin introducerea aerului prin orificiul *13* al cilindrului *2*. În timpul înapoierii, cleștele este deschis, deoarece orificiul *1* este în legătură cu atmosfera.

Cilindrul *11* reprezintă un adevărat portprogram, deoarece în funcție de pasul canalului elicoidal și de lungimea acestuia, se poate realiza deplasarea piesei pe o anumită lungime și roti de un anumit unghi.

Dacă canalul este rectiliniu, ca la cilindrul *14*, se pot realiza deplasări de anumite lungimi reglabile prin opritorii *15*. Fixînd pe opritori niște micro întrerupători, se pot comanda alte operații legate de ciclul de lucru al mașinii unelte, ca, de exemplu, rotirea mîinii mecanice prin acționarea asupra tijei *16*.

Fig. 9.21 exemplifică utilizarea cilindrilor pneumatici la automatizarea alimentării cu piese a unei mașini-unelte.

Cilindrul *1* transportă piesa dintr-un depozit oarecare pînă în planul vertical care trece prin axa dispozitivului de prindere.

Cilindrul *2* coboară întreg ansamblul pentru ca mîna mecanică să poată apuca piesa. Ea este acționată de cilindrul *3*. După apucarea piesei, cilindrul *2* ridică tot ansamblul la nivelul axei dispozitivului de prindere, moment în care intră în acțiune cilindrul *4*, care deplasează mîna mecanică spre dreapta, pentru introducerea piesei în dispozitivul de prindere.

c. **Dispozitive de eliminare și transport a piesei prelucrate.** Eliminarea piesei prelucrate din dispozitivul de prindere și îndepărtarea ei de la mașina-unealtă depinde foarte mult de forma și mărimea ei.

Scanned with OKEN Scanner

Unele piese mici și scurte, care cad singure la deschiderea dispozitivului de prindere, nu necesită un mecanism de eliminare. Îndepărtarea lor (dacă ele nu cad într-o cutie amenajată în interiorul batiului mașinii) se face pe jgheaburi prin deplasare liberă.

Piesele mici care nu au tendința de a cădea din dispozitivul de prindere pot fi eliminate cu ajutorul unui aruncător elastic sau rigid.

Aruncătorul (extractorul) elastic (fig. 9.22, *a*) acționează pe principiul unui arc care este comprimat la introducerea piesei în dispozitivul de prindere.

Aruncătorul rigid (fig. 9.22, *b*) este necesar cînd lungimea piesei fiind mai mare nu permite utilizarea unui arc. Deplasarea aruncătorului într-un sens și în celălalt este efectuată mecanic (hidraulic sau pneumatic), în urma unei comenzi din programul de lucru al mașinii-unelte.

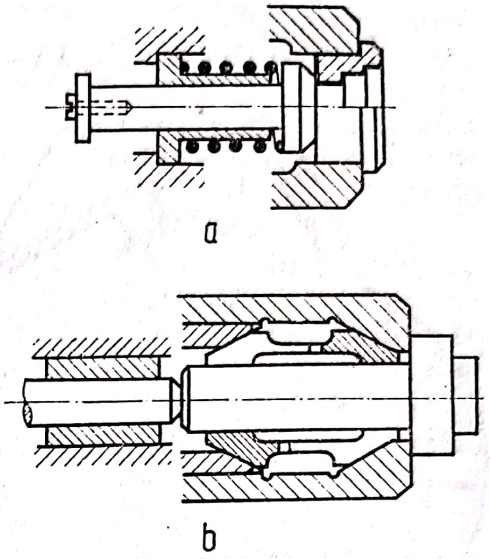


FIG. 9.22. Extractcare de piese din dispozitivul de prindere.

d. **Buncărul.** Așezarea manuală a piselor mărunte într-o anumită poziție (orientate) în depozitul de alimentare reclamă o muncă obositoare, cu posibilități de așezare greșită a piesei (și deci de defectare a sistemului de alimentare) și, în unele cazuri, datorită timpului foarte scurt în care se efectuează prelucrarea, chiar imposibil de realizat.

Pentru prevenirea celor de mai sus, se folosește buncărul cu mecanismul de orientare (preluat de la presele și mașinile de prelucrat piese mărunte prin deformare care solicită o alimentare cu 60 ... 300 piese pe minut).

În buncăr, piesele se introduc prin turnare, deci neorientate. Orientarea se obține luînd în considerare două proprietăți caracteristice oricărei piese: configurația și centrul de greutate.

Astfel, dacă peisele sînt cilindrice, în fundul buncărului *1* (fig. 9.23), un disc, *2* cu crestături radiale în care poate intra o singură piesă, se rotește continuu astfel că există probabilitatea că în unele crestături să se așeze cîte o piesă, care va fi apoi livrată prin canalul *3*. Dacă piesa cilindrică posedă o gaură axială înfundată, se poate folosi un buncăr cu rotor avînd axa orizontală (fig. 9.24) care posedă cepii *1* înclinați radial de unghiul α. În acești cepi nu vor putea intra piesele decît într-o singură poziție și vor fi evacuate orientate prin canalul *2*.

Există extrem de multe variante constructive funcție de forma și dimensiunile pieselor. Un studiu amănunțit al acestei probleme se găsește în lucrarea [82].

Livrarea pieselor orientate nu se poate face într-un act uniform, datorită probabilității ca discul să aducă sau nu o piesă la orificiul

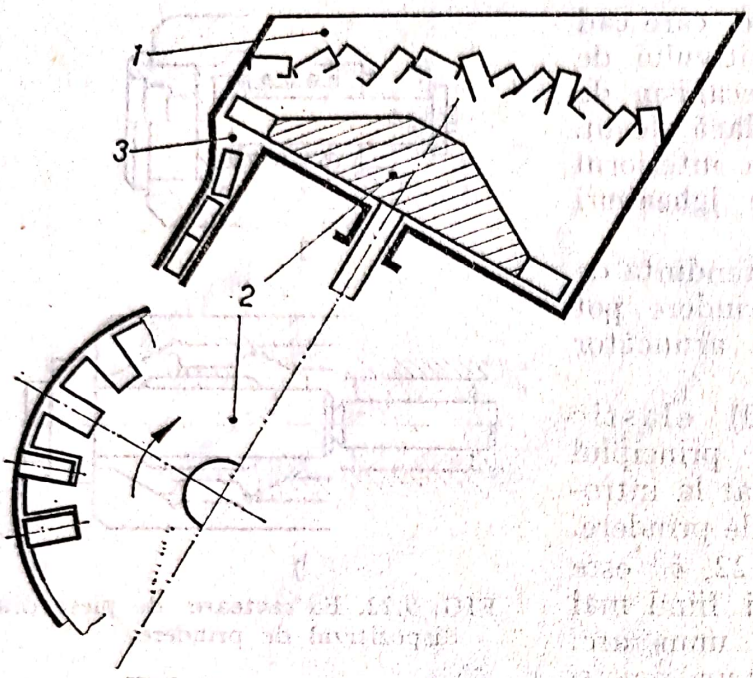


FIG. 9.23. Buncăr cu rotor înclinat.

de livrare, din care cauză instalațiile cu buncăr livrează piesele unui depozit de piese din care.apoi sînt luate, bucată cu bucată, de mecanismul de alimentare a dispozitivului de prindere al mașinii-unelte.

9.3.3. Alimentarea cu materiale sub formă de bare

Prelucrarea pieselor din materiale sub formă de bară, în marea majoritate a cazurilor, bare rotunde, mai rar exagonale și foarte rar pătrate sau cu alt profil, se face pe strunguri universale, revolver, automate sau semiautomate, mono și multiaxe. Un caz particular îl prezintă ferăstraiele, la care prelucrarea constă în tăierea barelor, de ori care formă, în bucăți pentru prelucrarea ulterioară pe mașini-unelte sau pe alte mașini.

Diversitatea barelor ca profil înscris într-un cerc, precum și lungimea acestora aproape identică, face ca tipurile de dispozitive de alimentare și prindere să fie în număr mult mai restrîns decît în cazul alimentării cu piese.

a. Dispozitivele de poziționare și fixare a barelor, sînt în genere de tipul
— universalelor și

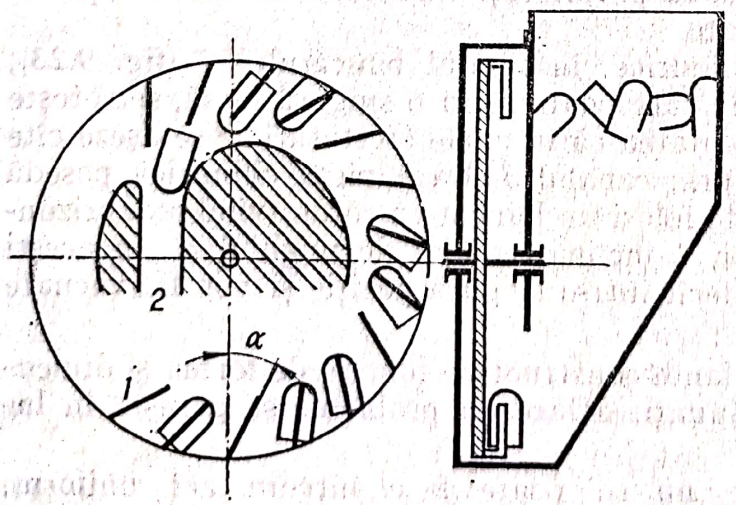


FIG. 9.24. Buncăr cu rotor vertical.

— mandrinelor cu bucșe elastice, la care se mai adaugă menghinele folosite pe mașinile de tăiat (ferăstraie).

Universalele și mandrinele cu bucșe elastice sînt de genul celor folosite la prinderea pieselor, poziționarea făcîndu-se totdeauna pe opritor.

Acționarea universalelor și mandrinelor poate fi manuală, mecanică și mai rar hidraulică sau pneumatică din cauze constructive (gaura

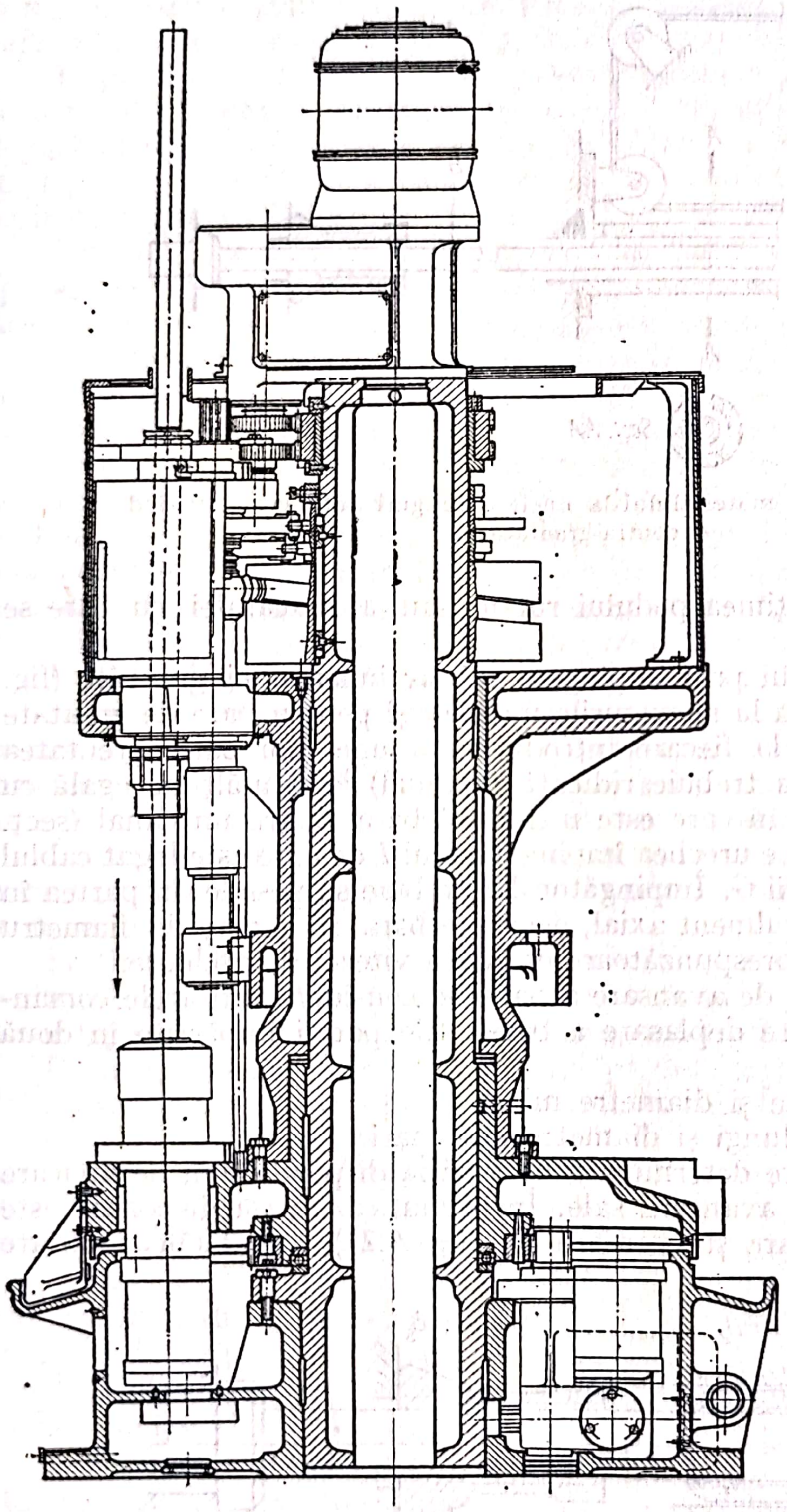


FIG. 9.25. Avansarea materialului sub greutatea proprie la strungurile verticale multiaxe.

axului principal fiind ocupată de bara supusă prelucrării, face dificilă montarea unei tije care să acționeze bacurile sau bucșa de strîngere a barei).

b. **Dispozitive de avansare a barei.** Avansarea barei pînă la opritor, de lungime corespunzătoare prelucrării unei noi piese, se poate face:

— manual,

— prin cădere sub greutate proprie,

— prin împingere sub acțiunea unei greutăți și

— prin deplasare cu dispozitive corespunzătoare.

Avansarea manuală a barei de material se practică la strungurile normale și, în unele cazuri (pentru un număr mic de piese), și la strungurile revolver neautomate.

Avansarea materialului prin cădere sub greutatea proprie este utilizată la strungurile automate multi-axe verticale (fig. 9.25), strunguri cu o răspîndire restrînsă, datorită însuși modului de alimentare care impune hale de înălțime foarte mare (cel puțin de două ori lungimea

Scanned with OKEN Scanner

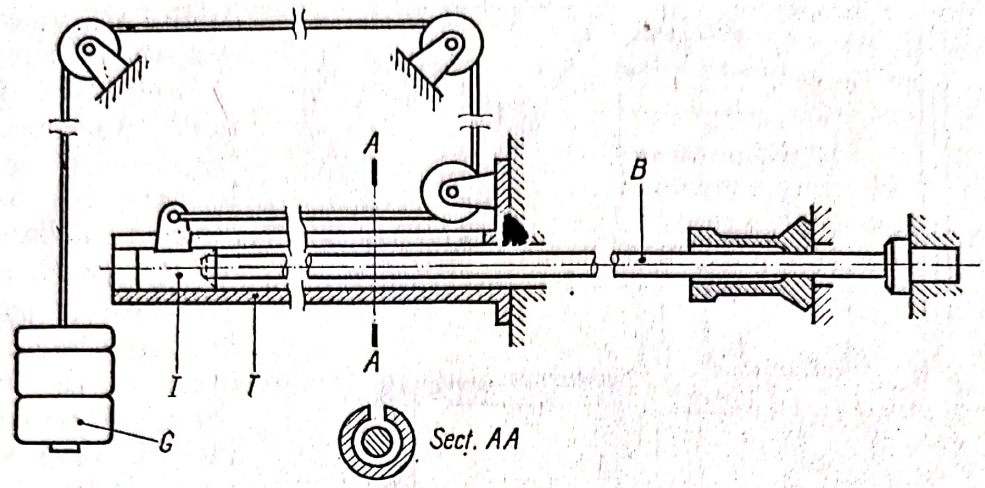


FIG. 9.26. Avansarea materialului la unele strunguri automate utilizînd o contra-greutate.

maximă a barei, plus înălțimea podului rulant sau a macaralei cu care se ridică bara).

Avansarea materialului prin împingere sub acțiunea unei greutăți (fig. 9.26) este aplicabilă numai la strungurile monoax și pentru bare de greutate relativ redusă, deoarece, la fiecare introducere a unei noi bare, greutatea G care asigură împingerea trebuie ridicată (manual) la o înălțime egală cu lungimea barei. Tubul T în care este introdusă bara B are un canal (secț. $A—A$) prin care poate trece urechea împingătorului I de care este legat cablul aflat sub acțiunea greutății G. Împingătorul I trebuie să posede, în partea în care se sprijină bara, un rulment axial, deoarece bara, în genere de diametru mic, are o turație mare corespunzătoare obținerii vitezei de așchiere.

Dispozitivele speciale de avansare a barei se consideră a fi acele comandate și acționate la fiecare deplasare a barei. Ele pot fi împărțite în două grupe:

— pentru piese scurte și diametre mici;
— pentru piese mai lungi și diametre mai mari.

Această împărțire este determinată de poziția dispozitivului de apucare a barei pentru efectuarea avansării sale. În primul caz, acest dispozitiv este o bucșă elastică de apucare și avansare B_A (fig. 9.27), avînd fălcile striate

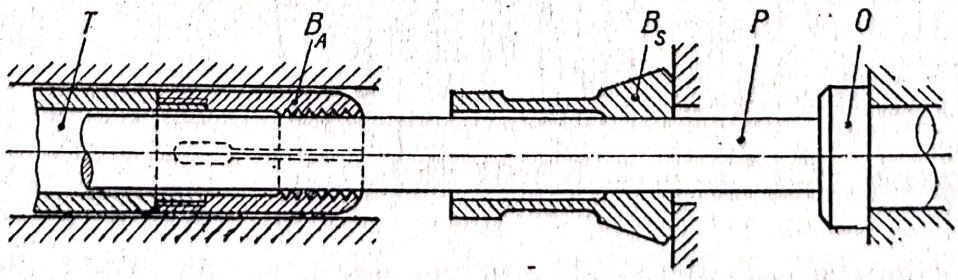


FIG. 9.27. Bucșă elastică (B_A) pentru avansarea materialului.

și normal strînse prin construcție. Ea este solidară (prin filet) cu o țeavă T, care este acționată într-un sens și celălalt (manual, mecanic, etc.).*5*

După tăierea și îndepărtarea piesei prelucrate P, bucșa de strîngere B_S se deschide, țeava T cu bucșa de apucare B_A se deplasează spre dreapta, deplasînd materialul pînă la opritorul *O*. După strîngerea bucșei B_S, tija T se deplasează spre stînga, bucșa B_A, fiind elastică, se deschide și alunecă pe bară, aceasta fiind fixată de bucșa B_S nu se mai poate deplasa înapoi.

Pentru piese mai lungi și diametre de bară mai mari, dispozitivul de apucare și deplasare a barei se află în exterior, în spatele axului principal. Aceste dispozitive funcționează după principiul reprezentat în fig. 9.28.

În corpul *1* al dispozitivului se află o piesă mobilă *2* sub acțiunea unui arc *3*. Corpul *1* are în partea interioară din stînga o suprafață conică (cementată, călită, rectificată, ca și fața din stînga a piesei mobile *2*).

Între cele două piese se află, fie un număr oarecare de bile (partea superioară a figurii), fie o bucșă elastică cu dinți (partea inferioară a figurii). La deplasarea dispozitivului în sensul săgeții pentru deplasarea barei, bilele (sau bucșa elastică), datorită frecării dintre ele și bară, ca și sub acțiunea arcului și din cauza suprafeței conice a corpului *1*, se împănunează pe bară, antrenînd-o și pe aceasta spre dreapta, pînă la opritor, ca în fig. 3.40.

După strîngerea materialului de către bucșa de strîngere, dispozitivul se deplasează spre stînga. Datorită faptului că bara este fixă, cît și faptului că bilele (sau bucșa) se desîmpănează prin deplasarea piesei *2* spre dreapta, frecarea dintre dispozitiv și bară este minimă, deplasarea spre stînga, într-o nouă poziție de avansare a materialului, se face fără antrenarea barei.

În canalul din piesa *1*, intră o furcă pentru a putea deplasa (manual, mecanic, etc.) dispozitivul, care, în timpul prelucrării piesei, se rotește împreună cu bara.

Susținerea barelor. Lungimea mare a barelor și mișcarea de rotație a lor impun susținerea părții care urmează a fi introdusă prin axul principal al strungului. Pentru susținere, se folosesc tuburi fixate pe suporți.

Rotirea barei în interiorul tubului produce zgomot supărător, care în parte poate fi eliminat prin căptușirea interioară a tubului cu materiale fonoabsorbante (mase plastice), căptușeală care trebuie suficient de des înlocuită, datorită distrugerii sale, în special de către capătul barei de material.

Există și depozite de bare, care, prin mecanisme destul de complicate, alimentează strungurile monoaxe, prin introducerea automată în țeavă a unei noi bare la terminarea precedentei.

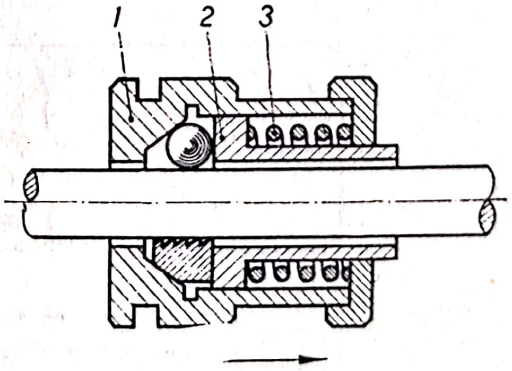


FIG. 9.28. Dispozitiv pentru avansarea materialului.

c. **Eliminarea pieselor prelucrate.** Piesele prelucrate din bară, la sfîrșitul operației de prelucrare, sînt detașate de aceasta prin tăiere, ele căzînd direct

într-o cutie colectoare sau pe un jgheab care le dirijează în afara mașinii-unelte.

Dispozitive de eliminare prin apucarea piesei se folosesc foarte rar și în special pentru efectuarea unor operații secundare pe același strung, ca de exemplu tăierea canalului de șurubelniță la unele șuruburi, executarea unui cap exagonal, etc., după care piesele sînt eliminate de pe mașină prin cădere pe jgheab.

9.3.4. Alimentarea cu material din colaci

Piesele care necesită material de diametru mic (pînă la 5 ... 6 mm), se prelucrează direct din colaci, întrucît barele cu un astfel de diametru se deformează foarte ușor în timpul manipulării, de la fabrica producătoare pînă la mașina-unealtă. Pe de altă parte timpul necesar prelucrării unor piese cu aceste diametre se măsoară în secunde, astfel că însăși alimentarea cu material trebuie făcută foarte repede.

Colacii de material sînt așezați pe suporți rotativi cu axa verticală, spre deosebire de suporții similar filosiți la prese, care au axa orizontală. Explicația rezidă în faptul că benzile folosite la prese se pot înfășura prin suprapunere, în timp ce sîrma nu se poate înfășura corect în straturi, decît dacă în loc de colaci s-ar folosi mosoare, ceea ce dă loc la multe complicații tehnice și economice.

Mecanismele de prindere a materialului sînt de tipul bucșelor elastice.

Mecanismul de apucare și avansare a materialului este însuși mecanismul de îndreptare a materialului. Acesta constă (fig. 9.29) dintr-un număr oarecare de role, $R_1 \dots R_{10}$, dispuse în două plane perpendiculare. Pentru avansarea materialului, mecanismul cu role se deplasează spre dreapta împingînd materialul prin bucșa de prindere, pînă la opritor. În faza următoare, bucșa strînge materialul, iar mecanismul cu role se deplasează spre stînga, efectuînd în această cursă îndreptarea materialului.

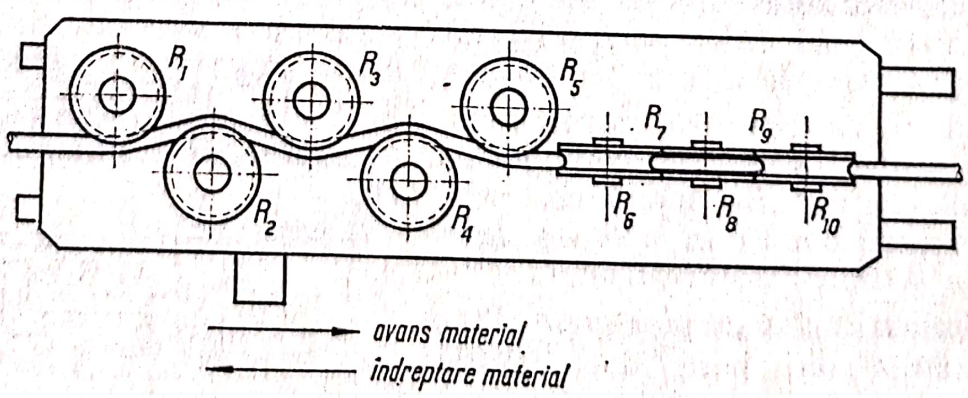


FIG. 9.29. Dispozitiv de alimentare cu material sub formă de sîrmă.

9.3.5. Lanţuri cinematice pentru alimentarea cu piese şi materiale din bare

a. **Alimentarea cu piese** se efectuează, după cum s-a văzut, în marea majoritate a cazurilor, manual, fixarea pieselor în dispozitiv, strîngerea acestora fiind mecanizată prin acţionare hidraulică sau pneumatică.

Dacă fabricaţia este de serie mare sau de masă şi operaţia de prelucrare este de scurtă durată, mecanizarea şi automatizarea alimentării se impune. Modul în care se realizează aceasta nu este încă suficient de bine studiat pentru găsirea unor legi unice. Diversitatea pieselor ca formă şi dimensiuni, chiar cînd acestea sînt piese mărunte, nu a permis găsirea unei soluţii optime, generale.

Din aceste cauze, lanţurile cinematice de alimentare cu piese sînt foarte complexe, după cum rezultă şi din capitolul referitor la dispozitivele de prindere şi alimentare respective, ca şi din fig. 9.9 ... 9.24.

Totuşi pentru unele maşini-unelte, din familia strungurilor, unele construcţii tipice pentru prinderea şi fixarea piesei s-au încetăţenit folosind ca agent motor acţionarea hidraulică sau pneumatică (mai rar acţionarea electrică) comandată manual.

Astfel, fig. 9.30 reprezintă un lanţ cinematic de fixare a piesei printr-o acţionare pneumatică, utilizat pe strungurile normale, în diverse variante constructive. El constă din dispozitivul de prindere *1* (cu bacuri sau bucşă elastică), care strînge piesa *2*, fiind acţionat de motorul pneumatic *3*. Aerul

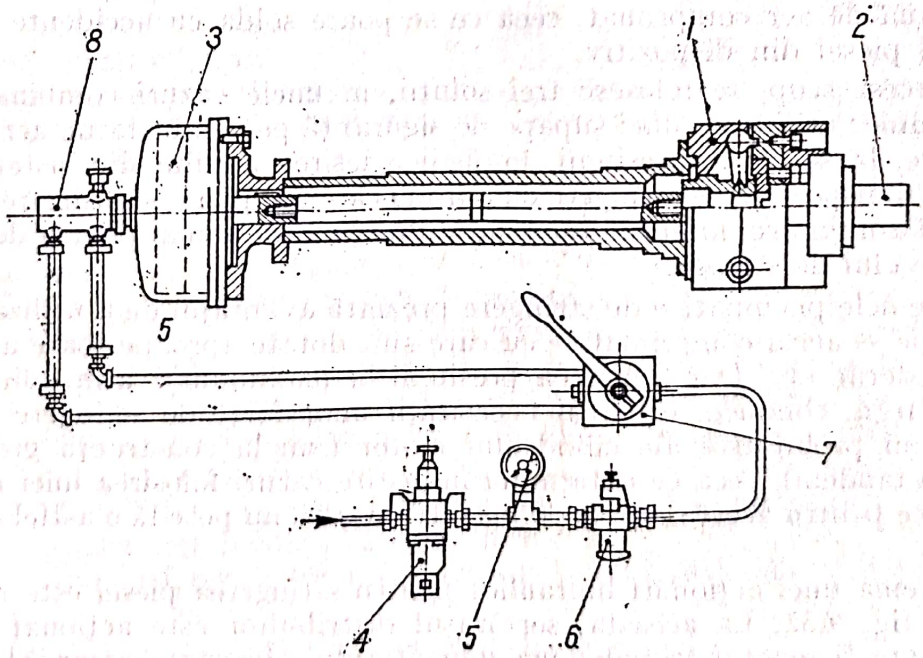


FIG. 9.30. Acţionarea pneumatic a unui universal de strung.

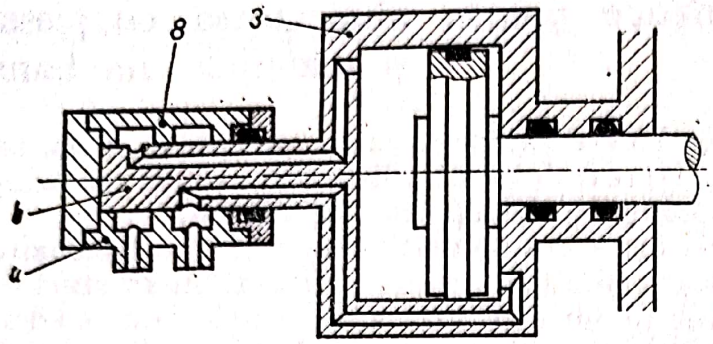


FIG. 9.31. Motorul pneumatic și sistemul de alimentare al său.

comprimat (4 ... 6 atm) este preluat de la rețeaua din atelier printr-o instalație tipică constînd dintr-un filtru *4*, contra prafului și picăturilor de apă, manometrul *5*, pulverizatorul de ulei *6*, necesar asigurării unei ungeri corespunzătoare a pieselor în mișcare ale acestei instalații și distribuitorul de comandă manuală *7*.

Motorul pneumatic *3*, cilindru-piston, este solidar cu arborele principal, cu care se rotește astfel încît este necesar un dispozitiv *8* de alimentare cu aer.

Principal, acesta constă (fig. 9.31) dintr-o carcasă fixă *a* în care se rotește cepul *b*, solidar cu cilindrul motor *3* Canalele practicate în aceste piese asigură alimentarea cu aer a motorului pneumatic Construcții similare sînt necesare și se regăsesc la acționarea hidraulică însă, în comparație cu acestea din urmă dispozitivul *8* de alimentare cu aer este mai puțin pretențios în ceea ce privește etanșarea din mai multe cauze: presiunea aerului este mai mică decît a uleiului, prezența scăpărilor de aer nu este marcată și supărătoare ca în cazul uleiului și aerul comprimat este mai ieftin decît uleiul.

O deosebită importanță trebuie acordată asigurării contra desfacerii dispozitivului de strîngere, datorită unei scăderi accidentale de presiune din rețeaua de aer comprimat, ceea ce se poate solda cu accidente datorită aruncării piesei din dispozitiv.

În acest scop, se folosesc trei soluții, în unele cazuri combinate între ele și anume: utilizarea unei supape de siguranță pe conducta de aer comprimat, care, la scăderea presiunii, împiedică ieșirea aerului din sistem; utilizarea unui dispozitiv de strîngere cu autoblocare (pe pană) și utilizarea pentru strîngere a unui arc, motorul pneumatic funcționînd numai pentru desfacerea dispozitivului de strîngere.

Sistemele pneumatice de strîngere prezintă avantajul de a utiliza o sursă de energie — aerul comprimat — cu care sînt dotate aproape toate atelierele, întreprinderile etc. Dar limitarea presiunii la maximum 7 atm., din motive de siguranță, conduce, în cazul necesității unor forțe de strîngere mari, la dimensiuni prohibitive ale cilindrului motor (sau la construcții greoaie, cu pistoane tandem), ceea ce determină în aceste cazuri folosirea unei instalații hidraulice pentru acest scop, dacă mașina-unealtă nu posedă o astfel de instalație.

Schema unei acționări hidraulice pentru strîngerea piesei este reprezentată în fig. 9.32. La aceasta, sertărașul distribuitor este acționat manual, dacă poate fi montat la îndemîna muncitorului. În caz contrar, el poate fi acționat hidraulic sau electric printr-o telecomandă.

Scanned with OKEN Scanner

Nefiind așa de pregnantă ca în cazul acționării pneumatice, problema siguranței contra desfacerii dispozitivului de strîngere este totuși prezentă și se rezolvă deobicei prin supape de siguranță și strîngere pe pană.

Fig. 9.33 reprezintă un sistem hidromecanic de strîngere a piesei, folosit la strungurile multiaxe, la care există numai o singură instalație de strîngere în dreptul postului de alimentare prin care trece fiecare ax principal. Din această cauză, cuplajul trebuie să fie închis numai în acest moment.

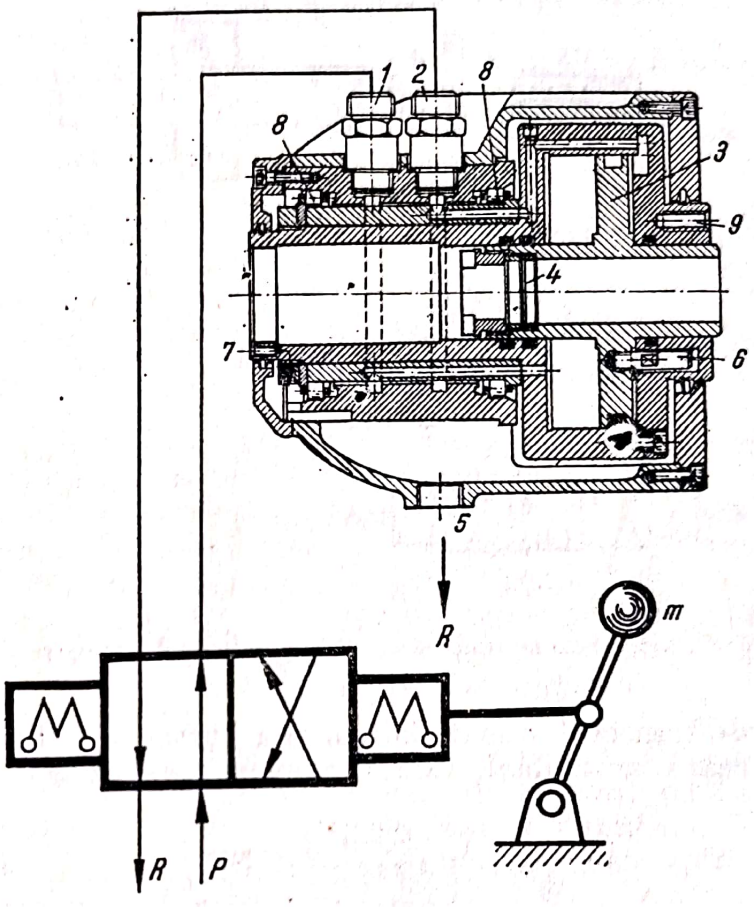


FIG. 9.32. Secțiunea printr-un motor hidraulic folositl a acționarea dispozitivului de prindere a piesei, la unele strunguri.

Sistemul conține un sertăraș distribuitor S_D comandat electric, prin care uleiul trece prin *1* și *2* la cilindrul *8* al cărui piston este deplasat spre dreapta, în același timp cu roata z_2 și partea din stînga a cuplajului *6*. La sfîrșit de cursă spre dreapta, uleiul din cilindrul *8* poate trece prin orificiul *2* spre sertărașul inversor S_1 de unde, prin *1* și *2*, trece la motorul hidraulic rotativ *7* care, prin pinionul z_1, rotește piulița *5*, ceea ce are ca urmare deplasarea spre stînga a șurubului *4* și deci strîngerea piesei *1* cu bacurile *2*. Un element de siguranță, nereprezentat în schemă, limitează forța de strîngere.

Scoaterea de sub tensiune a electromagnetului E_1 face ca sertărașul S_D, sub acțiunea arcurilor, să ia poziția de mijloc, astfel că uleiul de la pompa *P* este dirijat prin *1* și *3* spre rezervorul *R*, ca și uleiul din stînga pistonului cilindrului *8*, care se deplasează sub acțiunea arcului spre stînga. În același timp se efectuează și decuplarea cuplajului *6*.

Axul principal poate trece (prin rotirea tamburului în care se află) pe poziția 2, 3 ... de lucru.

Pentru eliberarea piesei se comandă electromagnetul E_2, sertărașul luînd poziția din extremă dreaptă. Ca și în cazul poziției prime, uleiul de la pompă acționează asupra pistonului cilindru *8*, dar, în același timp, el este dirijat

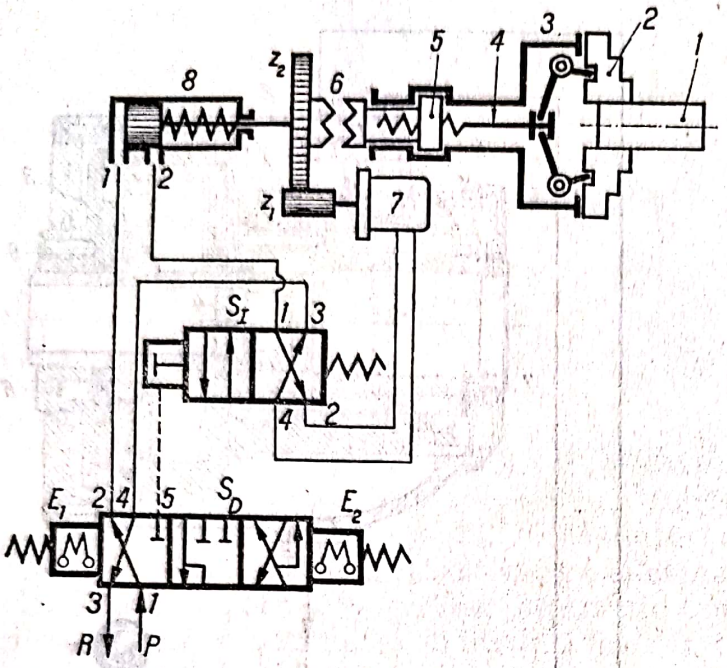


FIG. 9.33. Schema unui sistem hidromecanic de strîngere a piesei.

prin orificiul 5 la sertărașul inversor, S_1 care, deplasîndu-se spre dreapta, asigură inversarea sensului de rotație al motorului hidraulic 7. Bancurile se deschid, piesa putînd fi îndepărtată manual (sau printr-un sistem de transport, de exemplu cu mînă mecanică).

Comanda sertărașului distribuitor S_D poate fi realizată manual (butoane pentru acționarea electromagneților E_1 și E_2), după cum poate fi și automatizată pe baza unui program.

b. **Alimentarea cu bare** necesită acționarea bucșei de transport a materialului și a bucșei de strîngere — Fig. 9.34 schematizează ansamblul axului principal cu bucșele respective.

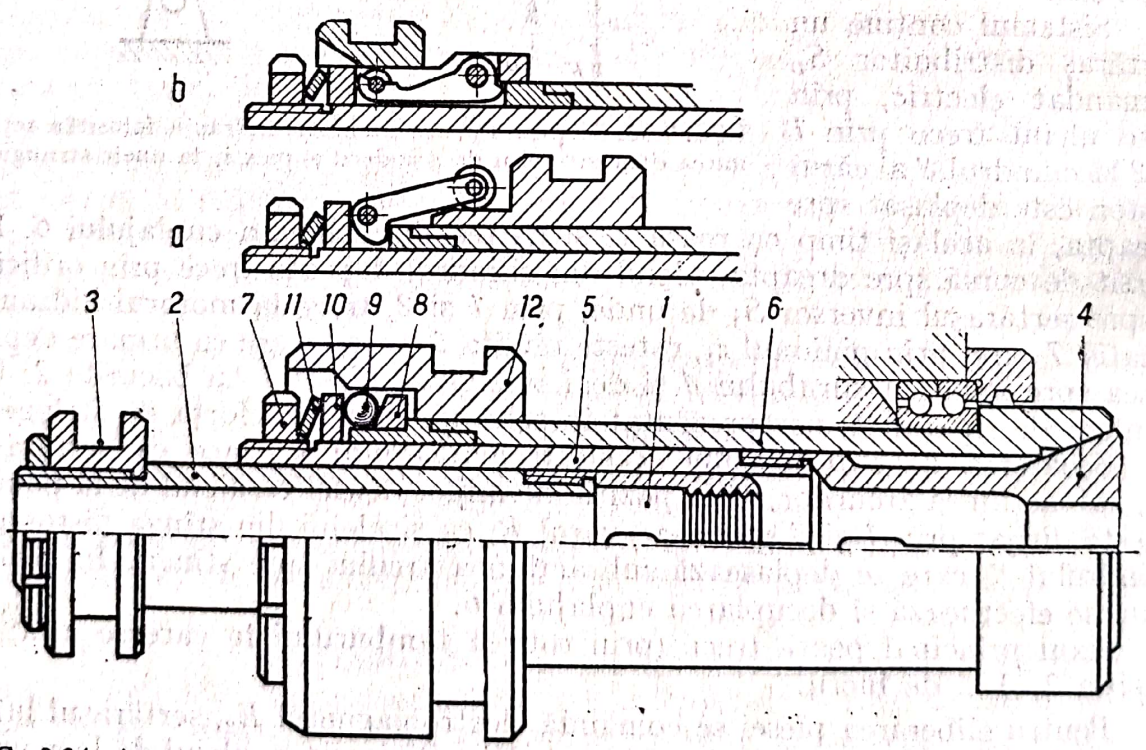


FIG. 9.34. Axul principal al unui strung multiaxe pentru explicarea sistemului de alimentare și fixare a piesei.

Bucșa *1* de avans a materialului este solidară cu țeava *2*, pe care se află fixat inelul de acționare *3*.

Bucșa de strîngere *4* este solidară cu țeava *5*, care se poate deplasa între bucșa de avans *1* și axul principal *6*. Pe bucșa *5* se află piulița *7*.

Între axul principal *6* și piulița *7*, există piesa *8* de oțel călit și rectificat, bilele *9*, piesa *10* din același material ca și piesa *8*, care poate aluneca liber pe bucșa *5* și arcul taler *11*.

Manșonul *12* poate fi deplasat pe axul principal și, datorită suprafeței conice interioare, poate forța introducerea bilelor *9* între piesele *8* și 10 (ca în figură). Deplasînd spre dreapta acest manșon, datorită arcului taler *11* și a piesei conice *8*, bilele se îndepărtează radial astfel că ansamblul piuliță *7*, țeavă *5* și bucșă elastică *4* se deplasează spre dreapta, bucșa elastică deschizîndu-se.

În locul sistemului cu bile, se folosesc variante de tip *a* și *b*, cu furci și excentric, care îndeplinesc aceleași funcții la deplasarea manșonului *12*.

Arcul *11* are o importanță deosebită ca element elastic de închidere între bucșa elastică și axul principal. Acesta este necesar pentru a compensa toleranțele la diametru ale barelor, toleranța care, depășind o anumită mărime, ar face ca la strîngerea bucșei elastice să ia naștere eforturi foarte mari în țeava *5* și filetările respective, ducînd la ruperea acestora. În unele construcții, ca element elastic, în locul arcului taler, se folosesc arcuri elicoidale sau piese elastice de construcție corespunzătoare.

Acționarea inelului *3* și a manșonului *12* poate fi făcută manual cu ajutorul unor furci și manete (la unele strunguri revolvere de tip mai vechi). La strungurile automate mono și multiaxe se folosesc sisteme mecanice, cu came (fig. 9.35), în genere cilindrice (stînga) și mai rar came plane (dreapta).

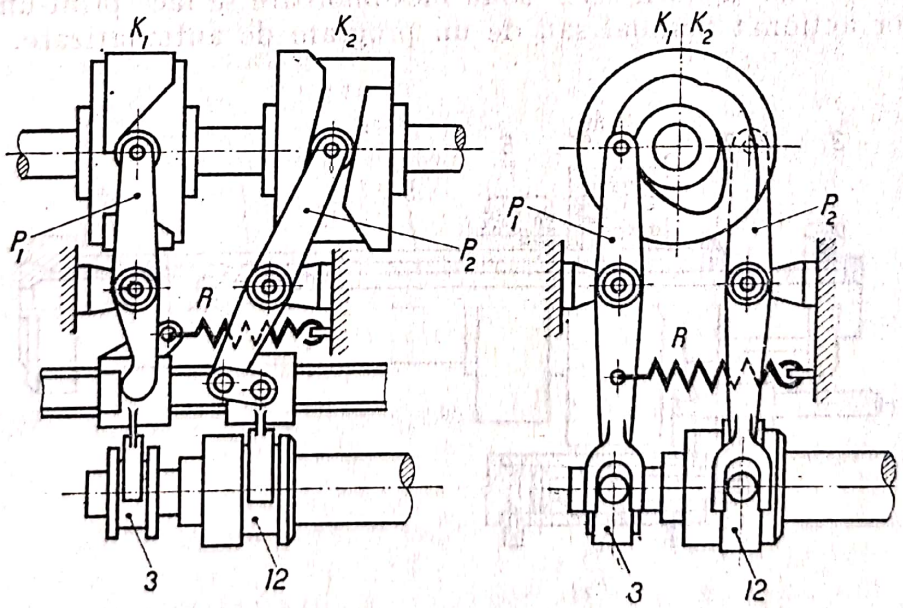


FIG. 9.35. Acționarea cu came a sistemului de alimentare cu bare.

Cama cilindrică din stînga, K_1, acționează, prin intermediul pîrghiei P_1, sania port-furcă a inelului *3* al bucșei de alimentare. Pîrghia deplasează inelul *3* numai spre stînga, deplasarea spre dreapta fiind asigurată de arcul *R*. Construcția este justificată prin faptul că cama K_1 asigură în toate cazurile deplasarea maximă a bucșei de alimentare, or, mărimea deplasării spre dreapta (avansul materialului) este determinată prin opritor de lungimea piesei. Ca urmare, pentru piese cu lungime mai mică decît cursa maximă asigurată de camă, inelul *3* și sania portfurcă se pot opri (din cauza opritorului) în timp ce pîrghia P_1 continuă a se deplasa spre dreapta.

Aceeași remarcă se poate face și pentru cazul camelor plane (fig. din dreapta).

Strîngerea materialului în bucșa elastică se face de pîrghia P_2 acționată de cama K_2 și are loc prin deplasarea manșonului *12* spre stînga (a se remarca legătura dintre tija P_2 și sania portfurcă).

Fig. 9.36 schematizează un sistem de alimentare cu bare, acționat hidraulic. Motorul hidraulic M_{H1} acționează bucșa de alimentare *1* prin intermediul furcii *3* pe rulment și a țevii *2*.

Bucșa elastică de strîngere *4* este acționată prin țeava *5* și șurubul de legătură *7* de către pistonul motorului hidraulic M_{H2}. Întrucît pistonul se rotește cu turația regimului de așchiere, este necesar ca cilindrul motorului M_{H2} să aibă aceeași mișcare de rotație pentru a preveni uzura prematură a segmenților. În acest scop, cei doi cepi din pereții cilindrului asigură această solidarizare, intrînd în găurile corespunzătoare din piston.

Alimentarea cu ulei a motorului hidraulic se obține prin intermediul piesei *8* care este fixă.

Comanda funcționării celor două hidromotoare se face print-un sertăraș distribuitor acționat manual sau de un program de automatizare.

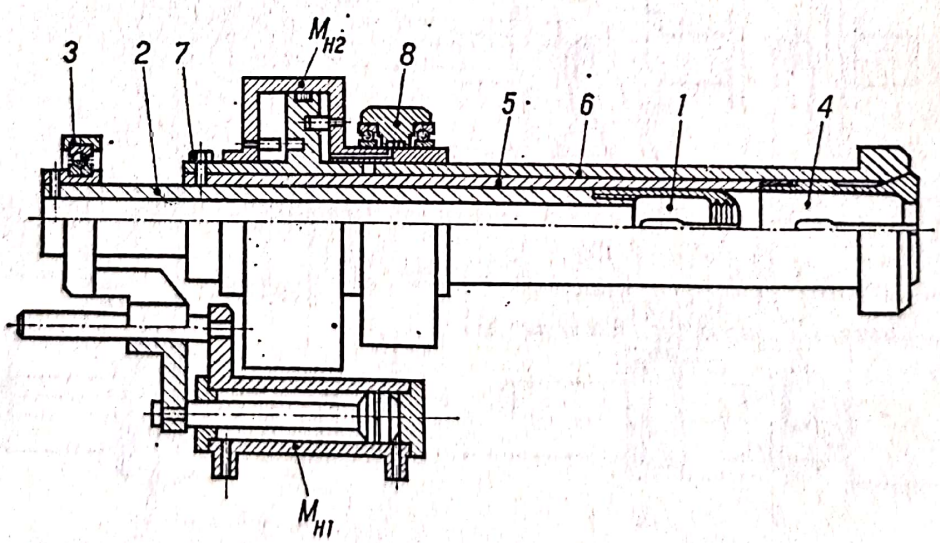


FIG. 9.36. Acționarea hidraulică a unui sistem de alimentare cu bare.

Scanned with OKEN Scanner

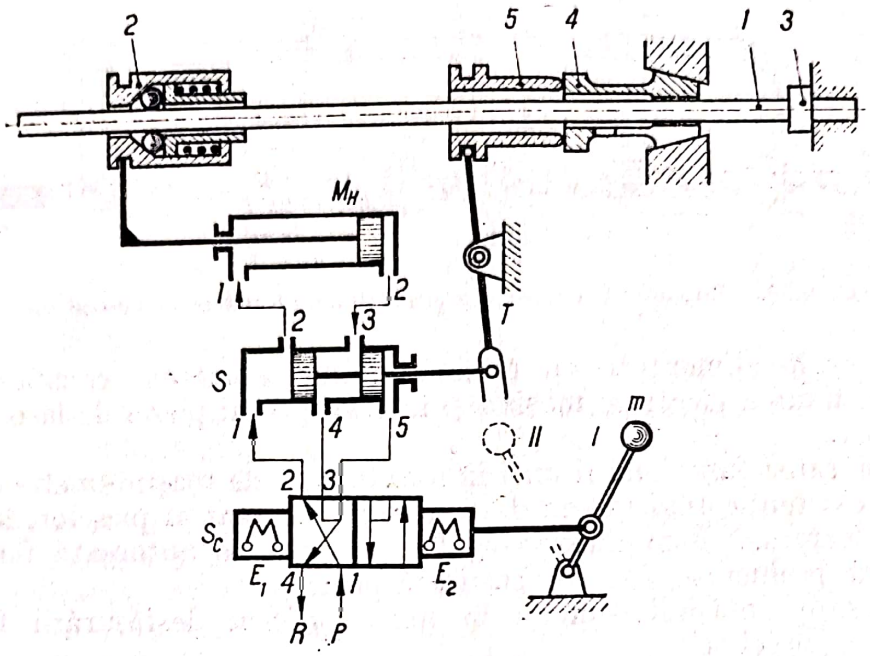


FIG. 9.37. Schema unui sistem hidraulic de alimentare cu bare.

Pentru barele mai groase, fig. 9.37 schematizează un sistem de alimentare și prindere acționat hidraulic.

Dispozitivul de împingere *2* a barei *1* este deplasat spre stînga de motorul hidraulic M_H (pentru poziția din schemă a sertărașului de comandă S_C). Uleiul de la pompă trece prin *1* și *2* S_C intră prin *1* în *S* în care ansamblul de pistoane este deplasat spre dreapta astfel că, prin tija *T*, bucșa *5* permite bucșei elastice de prindere *4* să se deschidă. În acest moment se deschide orificiul *2S*, uleiul trecînd spre $1M_H$, în care deplasează pistonul (și deci și bara de material) spre dreapta pînă la opritorul *3*.

Acționînd maneta *m* sau comandînd electromagnetul E_2, sărtașul de comandă S_C se deplasează spre stînga. Ca urmare, uleiul de la pompă trece prin *1* și *5S* deplasînd ansamblul de pistonașe din sertărașul *S* spre stînga efectuînd în același timp strîngerea bucșei *4*, prin tragerea tijei *T*.

În momentul în care se deschide orificiul *3* al sertărașului *S*, uleiul ajunge la motorul hidraulic în $2M_H$ și deplasează pistonul și dispozitivul *2* spre stînga, în poziția gata de alimentare pentru ciclul următor de prelucrare a unei noi piese.

9.3.6. Alimentarea cu piese în liniile automate de mașini-unelte

Liniile automate de mașini-unelte pot fi compuse din mașini-unelte automate cu unul sau mai multe posturi de lucru, din agregate de unități de prelucrare (capete de forță) cu un număr de scule și, în ultimul timp, din centre de prelucrare.

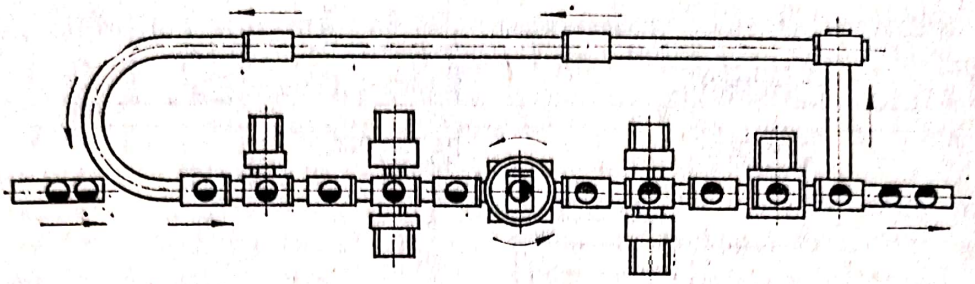


FIG. 9.38. Alimentarea cu piese a unei linii automate de mașini-unelte.

Problemele alimentării cu piese a liniilor automate constau în toate cazurile în fixarea piesei pe mașină și în transportul piesei de la o mașină la următoarea.

Posibilitatea funcționării unei linii automate de mașini-unelte este strîns legată de existența unui sistem de transport automat al pieselor, între mașinile care formează linia automată. Întrucît o linie automată formată din agregate de prelucrare este caracterizată prin:

— așezarea mașinilor-unelte în linie conform desfășurării fazelor de prelucrare a piesei și

— funcționarea ritmică funcție de un anumit tact T bine precizat sistemele de transport a pieselor trebuie să supună acestor cerințe.

Pe de altă parte, funcție de complexitatea formei piesei, ca și a prelucrărilor la care trebuie supusă, piesa poate fi transportată într-un *dispozitiv de însoțire* (placă, casetă, navetă, sputnic etc.) sau fără de aceasta, ceea ce evident că influențează construcția transportului, în primul caz fiind necesară readucerea dispozitivului de însoțire la capătul de intrare în linia automată.

În fig. 9.38 este schematizat un transportor de piese, cu legătură de întoarcere semicirculară, în stînga, și rectilinie, în dreapta. În cazul în care piesa este deplasată fără dispozitiv, linia de întoarcere nu mai este necesară.

Un alt sistem de transport al pieselor utilizat în liniile de mașini-unelte cu mai multe posturi, la care piesa trece de la un post la următorul printr-o rotație, este schematizat în fig. 9.39 și denumit linie cu transport rotoric.

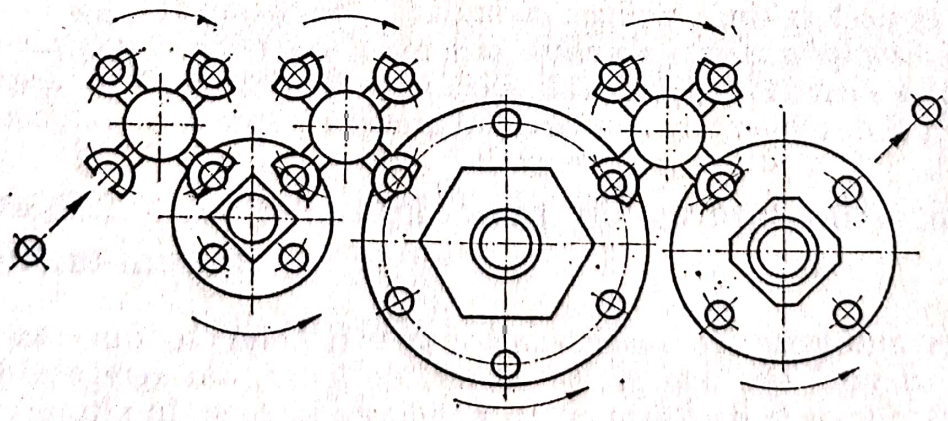


FIG. 9.39. Transportor rotoric de piese.

Scanned with OKEN Scanner

În unele cazuri, trecerea piesei de la o mașină la următoarea impune o rotire a sa, în plan orizontal sau vertical, în care scop, pe traseul transportorului, sînt dispuse dispozitive corespunzătoare (fig. 9.38) pentru efectuarea acestei operații de repoziționare a piesei sau a dispozitivului portpiesă.

În liniile automate în care intervin mașini-unelte convenționale, de exemplu: strunguri, mașini de rectificat etc., transportorul nu poate trece prin locul de prindere a piesei pe mașină, din care cauză piesa trebuie luată de pe transportor și apoi readusă pe acesta după prelucrare pentru a putea fi transportată la mașina următoare.

Transportul constă dintr-o cale de transport și un mecanism de acționare. Calea de transport poate fi construită din șine, pe care dispozitivul portpiesă se poate deplasa pe roțile proprii, sau pe role, caz în care dispozitivul nu mai trebuie să fie dotat cu roți.

Mecanismul de deplasare a piesei sau a dispozitivului portpiesă este în genere un mecanism cu clichet cu mișcare rectilinie alternativă (fig. 9.40) acționat hidraulic, cu ciclul de lucru comandat de tactul de funcționare a liniei automate. În unele construcții, s-a folosit ca mecanism de deplasare un lanț, a cărui deplasare sacadată în ritm cu tactul liniei era asigurată de un motor-electric, sau un mecanism cu culisă oscilantă, asemănător celor folosite la șepinguri. Descrieri amănunțite constructive ale acestor transportoare de piese se găsesc în lucrările [83], [116] și altele.

Centrele de prelucrare sînt dotate cu magazin de scule schimbarea acestora făcîndu-se automat pe baza unui program care poate fi foarte elastic, în genere folosind comanda numerică. Ca urmare, în cazul folosirii unor centre de prelucrare într-o linie automată, tactul de lucru nu mai este atît de rigid, schimbarea sculelor uzate sau deteriorate se poate face fără oprirea liniei automate, care poate funcționa din această cauză integral pe durata celor trei schimburi, iar trecerea de la prelucrarea unui anumit tip de piesă la altul se obține extrem de rapid (de fapt pentru acest scop, producția de serie mică, au fost create centrele de prelucrare).

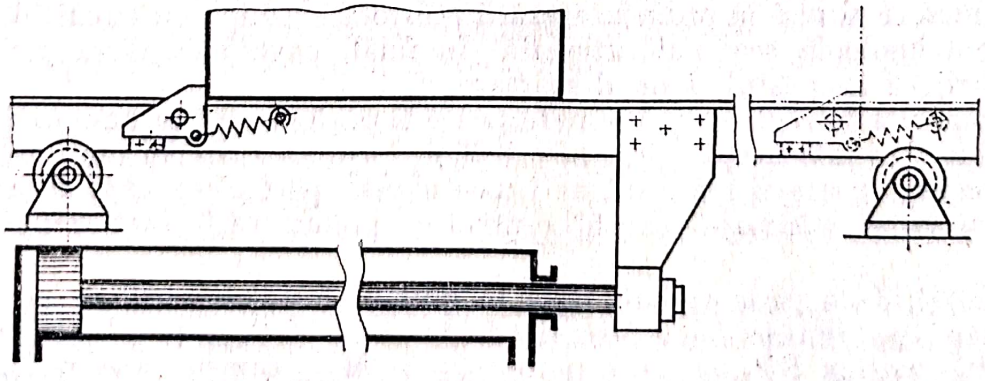


FIG. 9.40. Mecanism de deplasare a piesei într-un transportor rectiliniu.

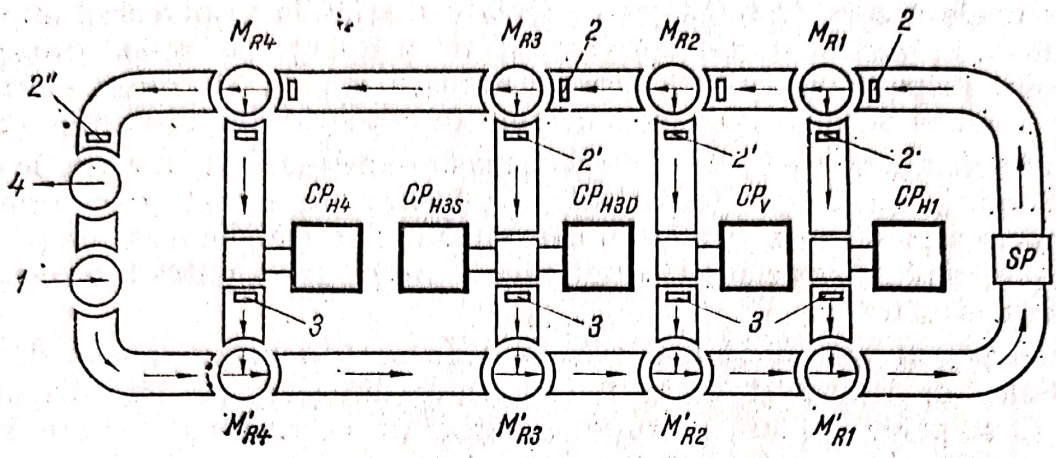


FIG. 9.41. Linie automată de centre de prelucrare.

Folosirea comenzii numerice permite asigurarea alimentării cu piese, după necesitate și nu în funcție de un tact rigid.

Fig. 9.41 schematizează o astfel de linie automată. Ea constă dintr-un transportor de formă dreptunghiulară ale cărui laturi mari sînt legate cu 4 transportoare transversale prin intermediul unor mese rotitoare M_R. Linia conține patru centre de prelucrare cu ax orizontal CP_H, unul cu ax vertical CP_V și o mașină de spălat piesa SP (pentru îndepărtarea șpanului care nu ar permite poziționarea corectă a piesei).

Piesele se introduc prin punctul *1*, prin montare pe un dispozitiv navetă, și parcurg latura inferioară a transportorului, trecînd prin mașina de spălat SP și apoi pe partea superioară a transportorului.

Ajungînd la masa rotativă MR_1, naveta cu piesa poate fi dirijată spre centrul de prelucrare CP_{H1} prin transportorul transversal respectiv.

După prelucrare, naveta este transportată spre masa M'_{R1}, care o trimite din nou la mașina de spălat SP. Revenind pe ramura superioară a transportorului naveta cu piesa trece peste MR_1 dar este oprită la MR_2, care o dirijează spre centrul de prelucrare CP_V, și așa mai departe.

Prelucrarea piesei nu implică trecerea ei obligatorie pe la toate centrele de prelucrare și nici în ordinea așezării acestora, ci după un circuit determinat de tehnologia cea mai rațională. În final, navetă cu piesa prelucrată este dirijată la postul *4* de descărcare.

Comanda întregii linii automate poate fi pusă în sarcina unui calculator, care primește informații prin sesizorii *2* și *3* asupra situației din linie, după cum aceasta poate fi realizată de însăși naveta port-piesă, care cu ajutorul a patru came codificate „caută" centrul de prelucrare la care trebuie dusă piesa.

Astfel, dacă piesa trebuie dusă în primul rînd la centrul de prelucrare simultană pe ambele fețe, deservit de mașinile CP_{H3D} și CP_{H3S}, naveta, depășind mașina SP, va trece peste M_{R1} și M_{R2}, camele sale neacționînd sesizorii *2*, dar se va opri la M_{R3}, care o va dirija pe transportorul transversal

care deservește cele două centre de prelucrare. Sesizorul *2'* înregistrează ocuparea transportorului transversal de către două piese, astfel că o a treia piesă care ar dori să intre pe același transportor nu capătă permisiunea, deoarece, cu toate că acționează sesizorul *2* al mesei M_{R3}, masa nu se rotește. Piesa așteaptă, sau este dirijată înainte spre stînga și, depășind pe M_{R4} pe care nu o poate acționa (nefiind programată), ocolește întreaga linie revenind la M_{R3}.

După cum se vede, pe transportorul principal, piesele se află în continuă mișcare pînă sînt complet prelucrate, moment în care camele navetei acționează sesizorul *2"* al postului *4* de eliminare a piesei.

Rezultă că liniile automate, conținînd centre de prelucrare, sînt foarte elastice în comparație cu cele formate din agregate și că permit prelucrarea pieselor foarte diferite (chiar prelucrarea simultană a două piese diferite), fără a fi necesară modificarea agregatelor, ci numai modificarea programului și dotarea centrelor cu sculele corespunzătoare.

9.4. ALIMENTAREA CU SCULE

9.4.1. Generalități

Denumirea de alimentarea cu scule a mașinii-unelte este de dată destul de recentă și este legată de apariția „centrelor de prelucrare" mașini de frezat și găurit cu depozit de scule, al căror număr poate ajunge pînă la 100. În realitate însă, alimentarea cu scule este o operație auxiliară care se practică de la apariția primei mașini-unelte, fiind cunoscută sub denumirea de *schimbarea sculelor*.

Alimentarea cu scule este necesară în două ocazii distincte prin scopul urmărit:

— înlocuirea unei scule uzate (normal sau accidental) printr-o sculă identică și

— înlocuirea unei scule de anumită formă sau mărime prin alta care diferă de prima (de exemplu: burghiu Ø 10 prin burghiu Ø 16 sau înlocuirea unui burghiu printr-un tarod etc.).

Ca urmare, în primul caz, se urmărește continuarea aceleiași faze a operației de prelucrare a piesei, în timp ce, în al doilea caz, alimentarea cu scule este necesară pentru trecerea de la o fază de lucru la următoarea.

Întrucît pentru ciclul de prelucrare a unei piese, primul caz este întîmplător, în timp ce înlocuirea unei scule prin alta, în cel de al doilea caz, se efectuează după un program bine stabilit care se repetă identic la prelucrarea unei noi piese, vom considera că alimentarea cu scule se referă numai la acest caz.

În ciclul de prelucrare a unei piese, sînt necesare mai multe scule diferite care, fie că se montează fiecare pe mașină la începutul fazei respective de prelucrare, fie că sînt montate inițial pe un dispozitiv al mașinii-unelte,

Scanned with OKEN Scanner

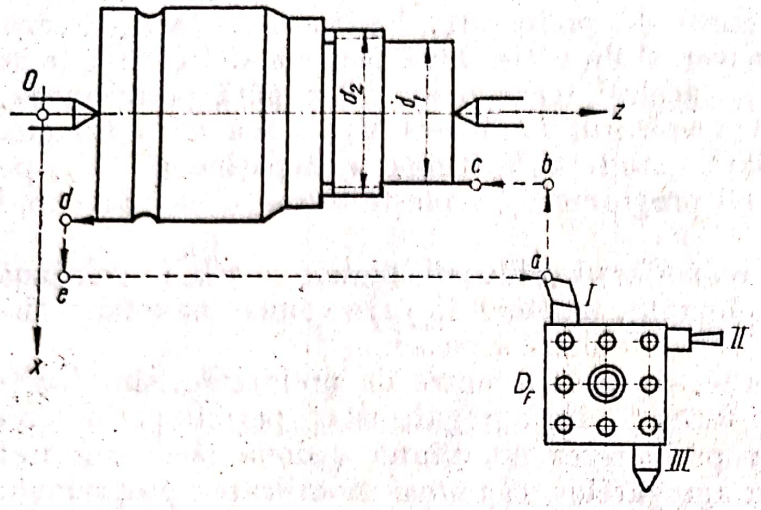


FIG. 9.42. Schemă pentru definirea poziționării sculei.

urmînd ca operația de alimentare să se rezume la poziționarea dispozitivului pentru ca scula corespunzătoare să ocupe locul prescris, în raport cu piesa.

Această deosebire are o anumită importanță asupra mărimii timpului auxiliar necesar operației de alimentare cu scule, întrucît, în ambele cazuri, este necesară faza de *reglare a sculei* în raport cu piesa, fază care în primul caz se repetă pentru fiecare piesă, în timp ce pentru cel de al doilea caz se efectuează o singură dată pentru un lot mai mic sau mai mare de piese. Timpul auxiliar de reglare a sculelor este în cel de al doilea caz de $1/n$ ori mai mic decît în primul caz, n fiind numărul de piese din lot.

Prin reglarea sculei se subînțeleg mai multe operații distincte, care trebuie precizate pentru a elimina eventualele confuzii.

Se subînțelege prin reglarea sculei, pe de o parte *poziționarea* și *fixarea* ei în dispozitivul de fixare al mașinii-unelte, ca de exemplu fixarea cuțitului pe sania port-cuțite a strungului normal sau fixarea frezei în axul principal al mașinii de frezat (sau pe dornul acesteia).

Pe de altă parte tot prin reglarea sculei se mai înțelege și poziționarea ei în raport cu piesa.

Această din urmă poziționare are mai multe faze distincte ca de exemplu, în cazul strunjirii (fig. 9.42), din poziția inițială *a*, în care s-a făcut poziționarea sculei în raport cu dispozitivul de fixare D_F al saniei, cuțitul trebuie adus în poziția *b*, pentru obținerea diametrului d_1 al piesei (al directoarei) în raport cu axa *z*, apoi din *b* se face poziționarea în *c* printr-o deplasare rapidă, din *c* pînă în *d* poziționarea sculei urmărește realizarea generatoarei piesei. În continuare, din *d* în *e* se repoziționează cuțitul pentru înapoiere în poziția inițială *a*.

Prin rotirea suportului *D*, se aduce cuțitul de canelat *II* într-o poziție inițială a' (care poate fi diferită de *a*), din care, pe un traseu diferit de precedentul, se execută canalul de degajare a filetului pe diametrul d_2 al piesei. O nouă rotire a suportului portcuțite aduce cuțitul de filetat *III* într-o poziție inițială a''' din care începe ciclul de filetare.

În cele ce urmează, vom considera, ca operație de alimentare cu scule (și reglarea acestora), toate fazele necesare pentru obținerea fixării sculei

în dispozitivul mașinii-unelte, în poziția inițială *a*, precum și aducerea sculelor în această poziție, dacă în dispozitiv se pot fixa mai multe scule.

Poziționarea pe traseul *a*, *b*, *c*, ... *a* se va trata separat, ea ridicînd alte probleme specifice acestor deplasări.

9.4.2. Unele caracteristici ale sculelor folosite pe mașinile-unelte

Scula face legătura nemijlocită între piesă și mașina-unealtă, fiind în contact cu ambele. Legătura între sculă și mașina-unealtă are o deosebită importanță pentru constructorul de mașini-unelte deoarece acesta trebuie să prevadă locașul în care se fixează scula.

Ca urmare, este necesară o analiză mai amănunțită a legăturii sculă-mașină-unealtă.

În genere, la sculă, se deosebesc trei elemente:

— partea activă;
— corpul;
— partea de prindere.

Partea de prindere a sculei pe mașina unealtă interesează pe constructorul de mașini-unelte. Aceasta se prezintă sub două aspecte:

— aparținînd sculei (coadă, gaură etc. conform STAS) și
— ca aparținînd unor elemente intermediare între sculă și mașină-unealtă (dornuri, mandrine, bucșe etc., care revin proiectanților de dispozitive) denumite *accesorii* sau scule auxiliare.

Partea de prindere aparținînd sculei trebuie să îndeplinească trei condiții, pentru asigurarea:

— poziționării sculei în raport cu mașina-unealtă
— fixării în poziția respectivă și
— menținerii sculei în timpul procesului de așchiere.

Poziționarea sculei necesită suprafețe corespunzătoare ca de exemplu cozi sau găuri cilindrice sau conice, suprafețe plane ca gulere și inele sau fețe plane ca la cuțitele prizmatice. Suprafețe corespunzătoare trebuie să posede și mașina-unealtă.

Fixarea sculei necesită mecanisme care, în genere, aparțin mașinii-unelte sau elementelor intermediare, dar în unele cazuri și scula trebuie să fie dotată cu o parte a mecanismului de strîngere, de exemplu: filetul interior al cozilor unor freze.

În unele cazuri, prin fixarea sculei în poziția corespunzătoare, se obține și condiția a treia, menținerea sculei în aceeași poziție în timpul procesului de așchiere, dacă efortul de așchiere nu depășește anumite limite.

În cazul eforturilor de așchiere mari, este necesară și asigurarea menținerii în poziția inițială dotînd în acest scop scula cu elemente corespunzătoare, ca de exemplu: capete pătrate și găuri sau canale în care se introduce o piesă intermediară: pana.

Scanned with OKEN Scanner

Accesoriile (sculele auxiliare) se caracterizează prin faptul că trebuie să îndeplinească de *două ori* aceleaşi trei condiţii, o dată în raport cu scula, a doua oară în raport cu maşina-unealtă.

În cazul în care pe maşina-unealtă se pot fixa mai multe scule, urmînd a lucra pe rînd, atunci dispozitivul în care se fixează scula trebuie să permită poziționarea, fixarea și menținerea sculelor, precum și adunarea fiecărei scule în poziția inițială de începere a ciclului de lucru, ca și îndepărtarea acesteia la terminarea ciclului.

9.4.3. Dispozitive şi accesorii de poziţionare, fixare şi antrenare a sculelor

Fig. 9.43 reprezintă unul din cele mai simple dispozitive de prindere și fixare a cuțitului pe strungurile normale, care permite fixarea a patru cuțite. Suportul poate fi rotit, permițînd aducerea în poziție de lucru a cuțitului corespunzător fazei de lucru respective. Poziționarea cuțitului în acest dispozitiv se face pe suprafața plană inferioară cu ajutorul unor adaosuri de tablă subțire. Fixarea și menținerea cuțitului sînt realizate prin strîngerea șuruburilor cu capete pătrate.

Fig. 9.44 reprezintă un suport rotativ (denumit și cap revolver) folosit la unele strunguri carusel. Poziționarea sculei se obține prin intermediul unor scule auxiliare care, la rîndul lor, se poziționează în capul revolver pe

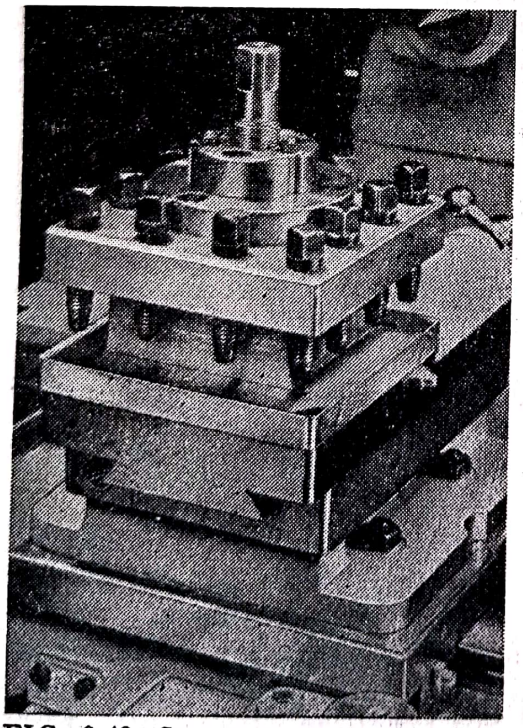


FIG. 9.43. Suport pătrat pentru fixarea cuțitelor.

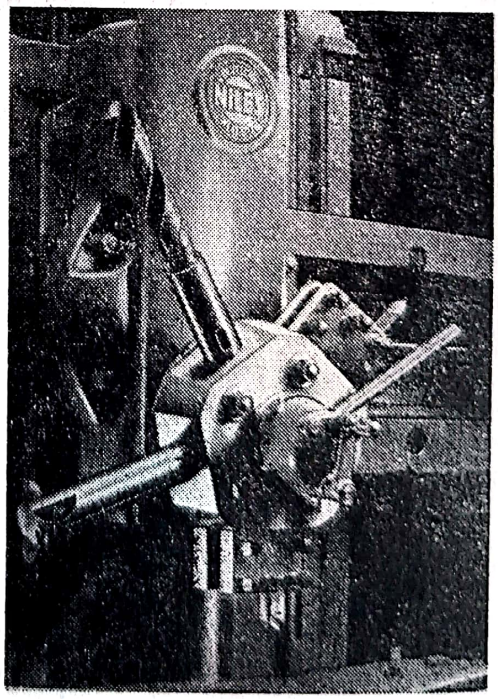


FIG. 9.44. Suport pentagonal (cap revolver) utilizat la unele strunguri carusel.

Scanned with OKEN Scanner

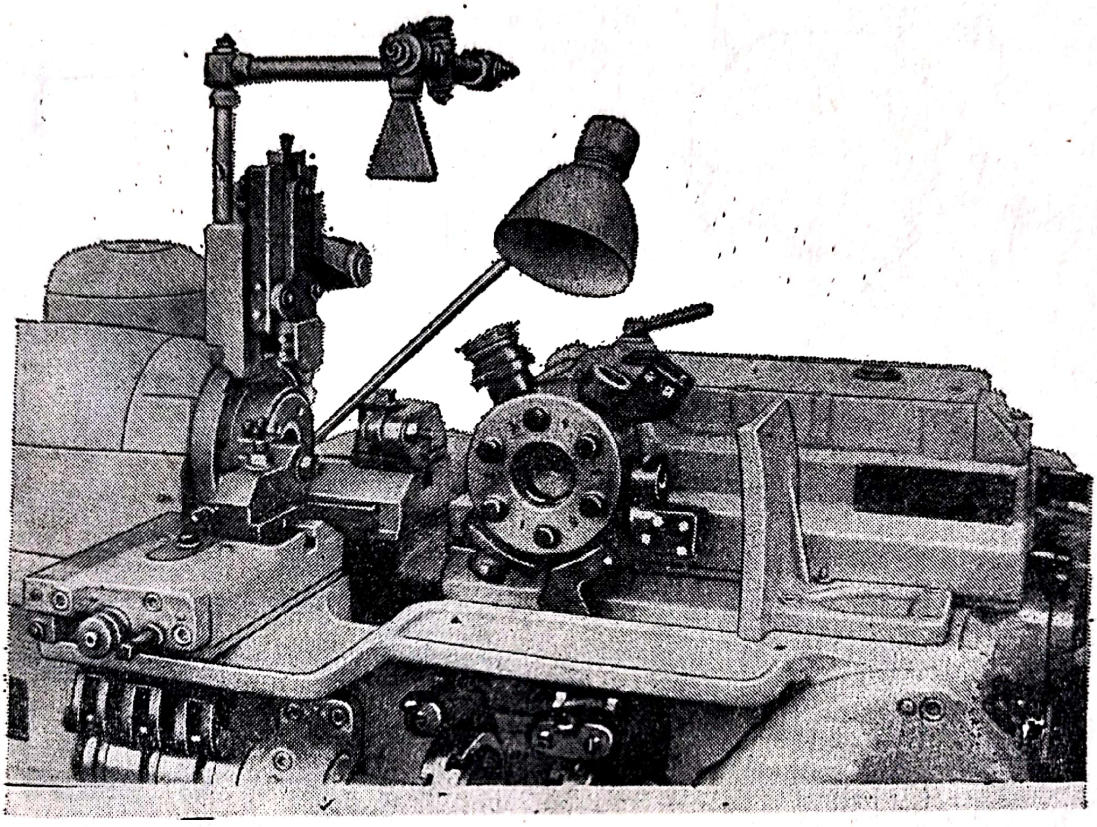


FIG. 9.45. Suporții radiali și capul revolver de la strungurile automate monoaxe.

baza găurilor cilindrice pe care acesta le posedă și se fixează prin strîngerea șurubului din stînga fiecărui locaș.

Poziționarea sculei în raport cu piesa se obține prin rotirea capului revolver.

La strungurile automate și semiautomate, mono- sau multi-axe, unele scule trebuie să lucreze radial iar altele axial. Din această cauză pentru fiecare ax este prevăzută cel puțin cîte o sanie port-scule care se deplasează pe direcția corespunzătoare.

Strungurile de tip Index (fig. 9.45) posed trei sănii radiale și o sanie axială pe care se află un cap revolver port-scule. Pe cele trei sănii radiale, sculele se poziționează prin intermediul unor accesorii corespunzătoare, care se pot fixa prin șuruburi, pe canalele transversale ale săniilor.

Capul revolver port-scule posedă șase locașuri cilindrice în care se montează sculele auxiliare.

Strungurile multiaxe, în locul capului revolver portscule, a cărui existență nu mai este justificată deoarece blocul cu toate axele se poziționează

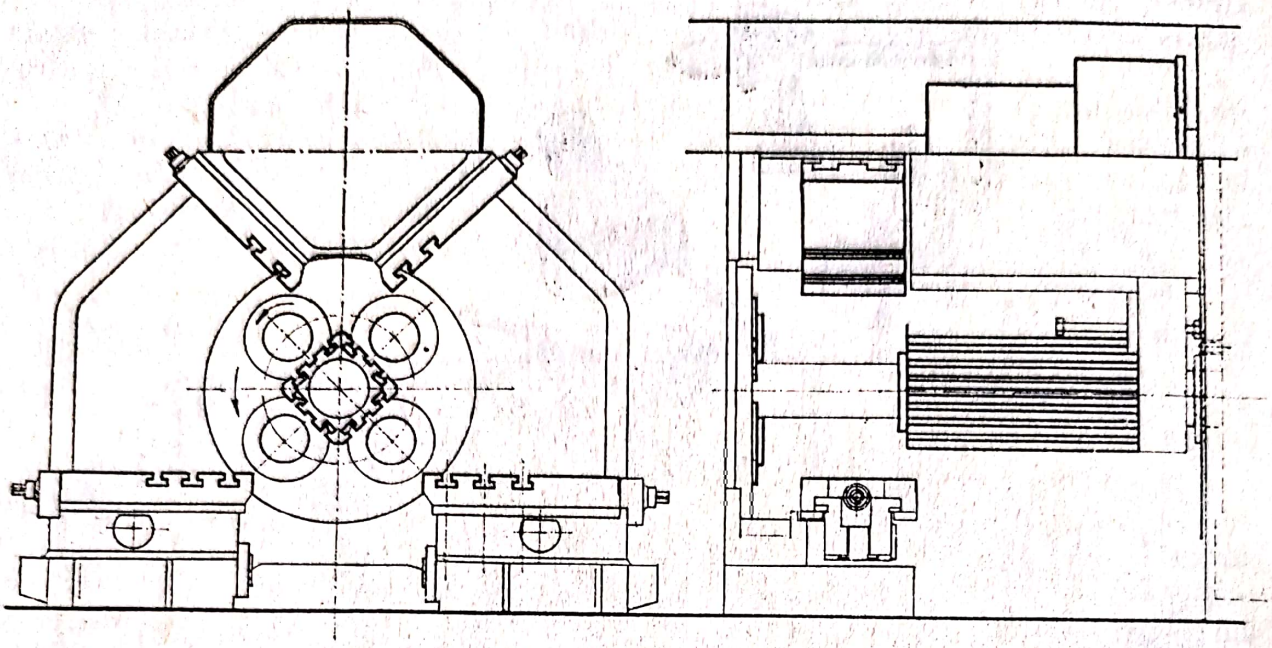


FIG. 9.46. Săniile radiale și blocul axial; portscule ale unui semiautomat cu patru axe.

prin rotire în fața sculelor, posed o sanie axială, tipică prizmatică (fig. 9.46), avînd numărul de fețe egal cu numărul axelor. Pe fiecare față se găsesc cîte două canale T pentru fixarea accesoriilor port-scule.

Strungurile revolver neautomate sînt dotate cu disc portscule sau turelă portscule.

Discul port-scule (fig. 9.47) posedă un număr de 16 locașuri cilindrice, de diametre diferite pentru poziționarea sculelor auxiliare de formă foarte variată (fig. 9.48), fixate în poziția corespunzătoare prin șuruburile axiale cu cap pătrat din dreptul fiecărui locaș.

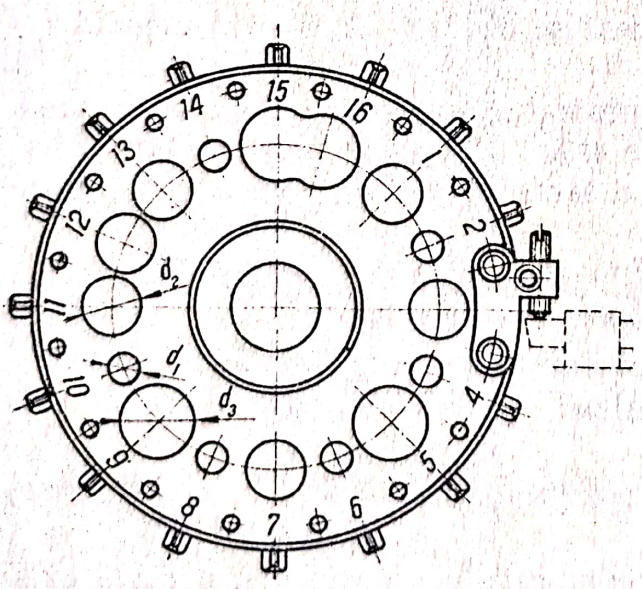


FIG. 9.47. Discul portscule al unui strung revolver.

Mișcarea de avans pentru sculele care lucrează radial se obține prin mișcarea de rotație a discului portscule, poziționarea finală a sculei în raport cu piesa realizîndu-se prin șurubul-opritor de la periferia discului portscule.

Strungurile revolver cu turelă portscule posed o turelă exagonală, fiecare față a acesteia fiind o bază de așezare a accesoriilor. Ea posedă de asemenea, pe fiecare față, o gaură cilindrică, a cărei axă coincide cu axa axului prin-

cipal al mașinii. Accesoriile pot fi variate (fig. 9.49), permițînd montarea mai multor scule care să lucreze simultan pe direcție axială. Pentru prelucrarea pe direcție radială, aceste strunguri sînt prevăzute cu un al doilea cărucior cu o sanie transversală, posedînd canale *T* pentru fixarea accesoriilor portscule.

Mașinile cu scule rotative, (freze, burghie, alezoare, pietre de rectificat etc.) posedă o construcție adecvată a axului principal pentru a permite poziționarea și fixarea sculelor.

Mașinile de frezat orizontale lucrează în majoritatea cazurilor cu freze cilindrice a căror fixare pe mașina-unealtă necesită utilizarea unui dorn lung (fig. 9.50). Dornul propriu-zis *1*, posedă o coadă de fixare *2*, pana *3* pentru antrenarea frezei *4*. Poziționarea frezei se obține folosind inelele de distanțare *5* de grosimi diferite, iar fixarea se realizează prin strîngerea piuliței *6*.

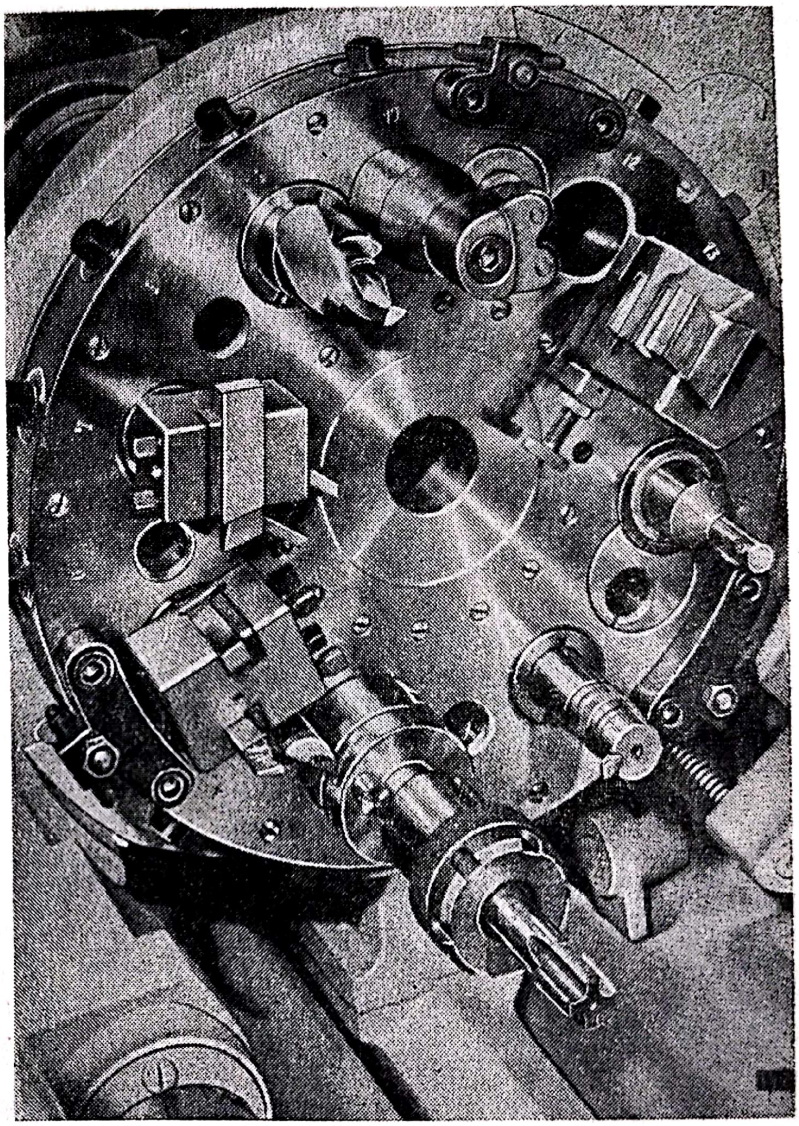


FIG. 9.48. Exemplu de fixare a sculelor pe discul portscule al unui strung revolver.

Lungimea mare a dornului necesită o susținere corespunzătoare, în care scop se folosesc două bucșe-fus *7*, care se rotesc în suporții *8*, fixați pe brațul consolă al mașinii.

Antrenarea se obține prin flanșa *9* a dornului, care posedă două canale corespunzătoare pietrelor (sau penelor) capului axului principal (fig. 9.51). Fixarea dornului în gaura conică a axului principal *1* se face cu șurubul *2* care trece prin interiorul acestui ax. Pentru fixarea capetelor de frezat grele, se pot utiliza și cele patru găuri filetate de pe partea frontală a axului principal.

Scanned with OKEN Scanner

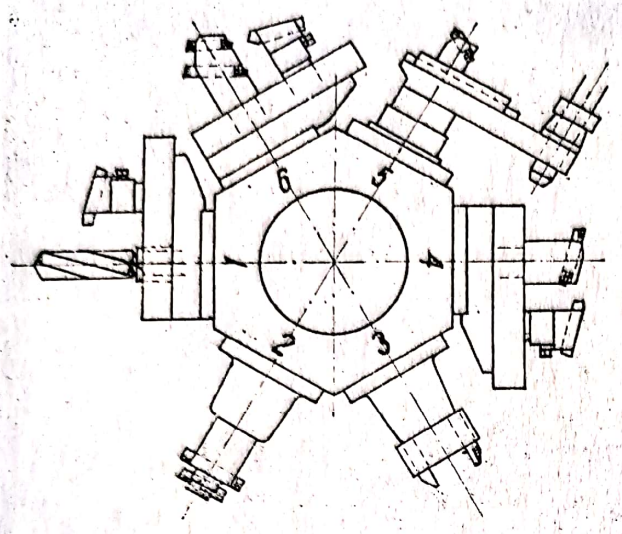


FIG. 9.49. Exemplu de fixare a sculelor pe o turelă exagonală.

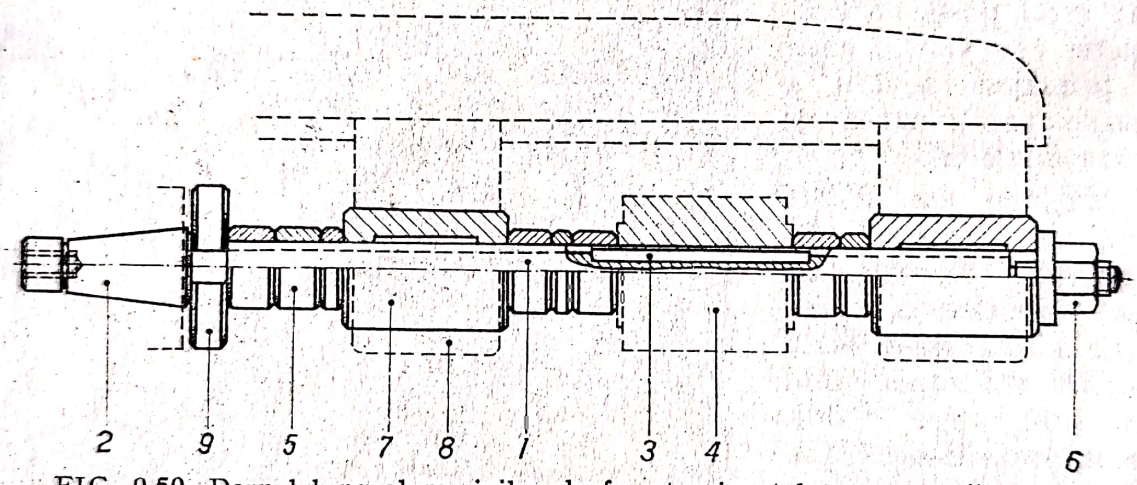


FIG. 9.50. Dornul lung al mașinilor de frezat orizontal, cu accesoriile sale.

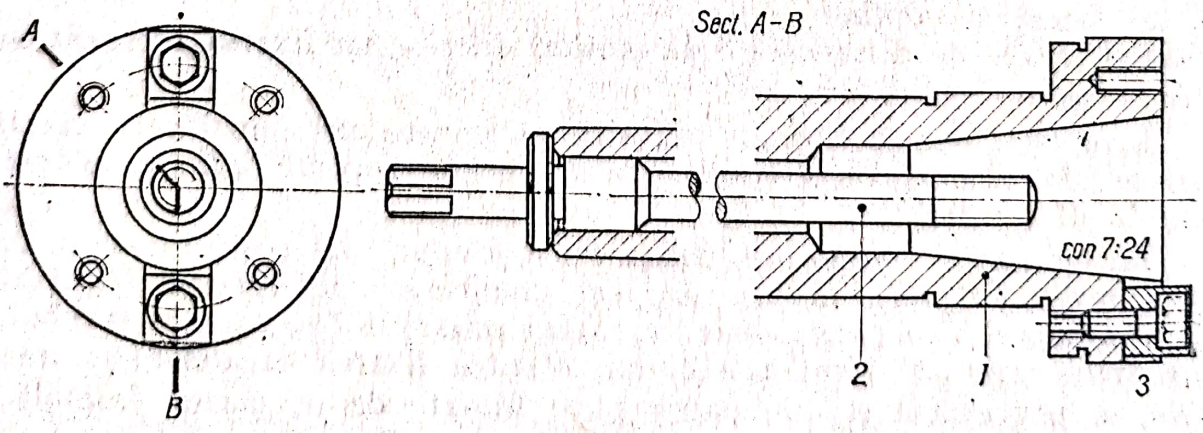


FIG. 9.51. Capul axului principal al unor mașini de frezat.

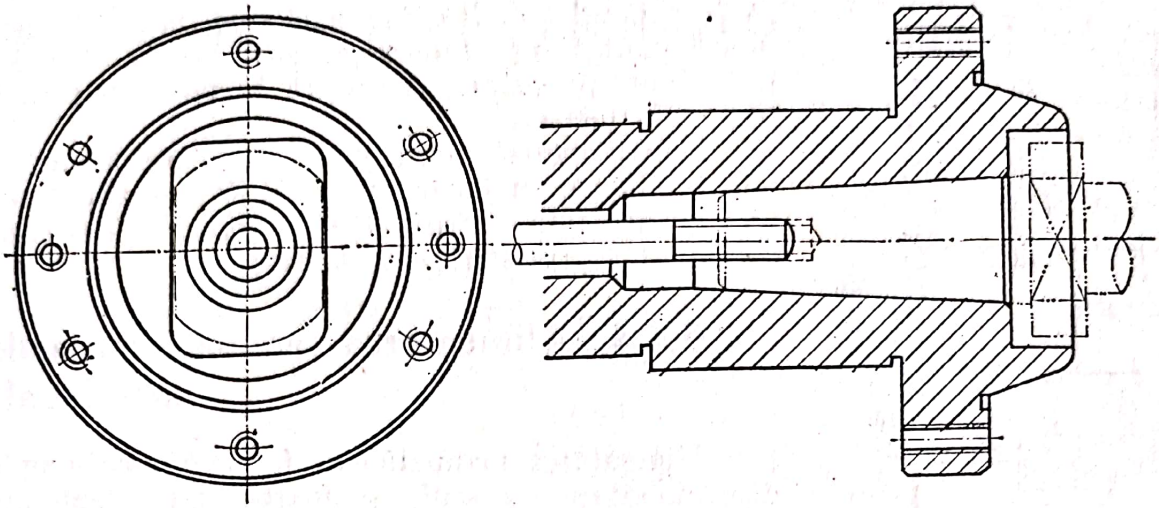


FIG. 9.52. Alt tip de cap al axului principal de la mașinile de frezat.

La unele mașini de frezat se folosește poziționarea pe gaură conică Morse (sau metric) (fig. 9.52), antrenarea asigurîndu-se printr-un locaș dreptunghiular, frezat în capul axului principal, în care caz flanșa *9* (fig. 9.50) a dornului este frezată lateral la dimensiunea corespunzătoare lățimii acestui locaș.

Pentru fixarea capetelor de frezat grele, se utilizează suprafața conică exterioară a axului principal, asigurarea antrenării fiind făcută cu 4 sau 6 șuruburi.

La mașinile de găurit și bohrwerk-uri, capul axului principal (fig. 9.53) are gaură pentru con Morse sau metric, antrenarea sculei, pentru eforturi moderate, obținîndu-se prin frecare între coada sculei și gaura conică. Pentru eforturi mari, axul principal (și coada sculei) posedă o gaură alungită în care se introduce o pană *1*, care asigură, pe lîngă menținerea sculelor grele (în special la axele verticale), și antrenarea acestora.

Eliminarea sculei se face cu pana *2*, care se introduce în gaura alungită, superioară.

Pietrele de rectificat de dimensiuni mici și mijlocii se fixea-

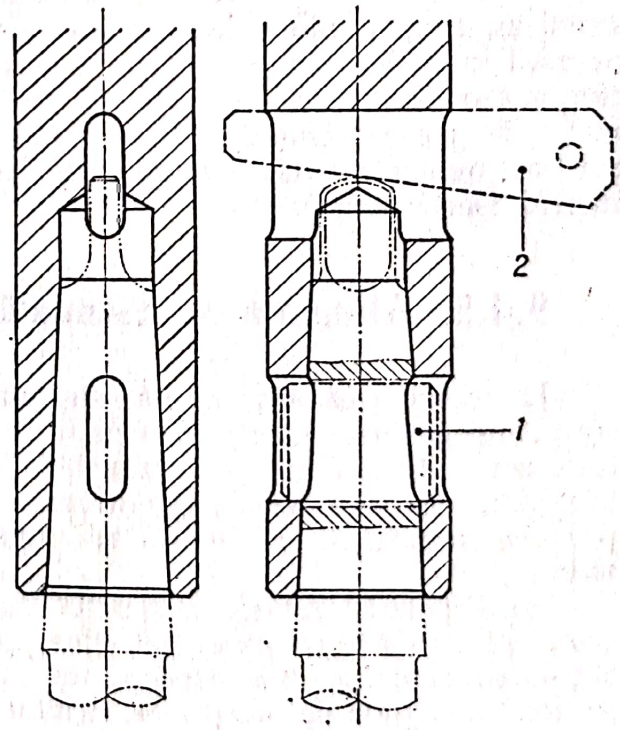


FIG. 9.53. Capul axului principal de la mașinile de găurit.

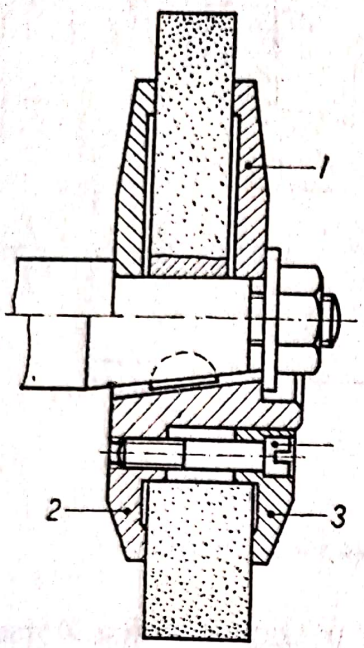


FIG. 9.54. Capul axului principal de la mașinile de rectificat și fixarea pietrelor disc.

ză pe capătul cilindric (fig. 9.54 sus), prin intermediul a două flanșe *1* identice, centrarea obținîndu-se prin gaura cilindrică, strunjită în plumbul turnat în gaura pietrei.

Pentru pietrele grele și cu diametrul mare, se folosesc flanșe cu butuc (fig. 9.54 jos) cu gaură conică și antrenare cu pană. Piatra abrazivă se fixează de flanșa *2* prin strnîgere cu flanșa *3*.

9.4.4. Alimentarea manuală cu scule individuale

Alimentarea manuală este forma cea mai simplă de alimentare cu scule și foarte larg răspîndită chiar la unele mașini automate sau semiautomate ca de exemplu mașinile de prelucrat roți dințate, de rectificat automate etc.

Dispozitivele de poziționare, fixare și strîngere sînt relativ simple, parte din acestea prezentate în capitolul precedent, pentru strunguri, raboteze, mașini de frezat, mașini de găurit, etc. În multe cazuri, operația de alimentare manuală cu scule consumă un timp auxiliar foarte mare (de exemplu fixarea frezei-melc), însă această operație, făcîndu-se o singură dată pe schimb (sau chiar și mai rar), timpul auxiliar, pe fiecare piesă este relativ mic, avînd în vedere, fie numărul mare de piese prelucrate fără schimbarea sculei, fie timpul foarte mare necesar prelucrării unei singure piese (de exemplu a roților dințate cu diametrul foarte mare).

9.4.5. Alimentarea manuală cu scule centralizate

La prelucrarea unui număr mai mare de piese identice, ciclul de prelucrare, repetîndu-se identic pentru fiecare piesă, impune alimentarea cu aceleași scule diferite într-o ordine bine determinată, adică după un anumit program, ceea ce a condus la dotarea celor mai diferite mașini-unelte cu dispozitive în care se pot monta un număr de 4 ... 6 ... 16 scule și chiar mai multe.

În dispozitiv, sculele se poziționează o singură dată pentru prelucrarea unui număr mare de piese (sau chiar pentru întregul lot), operatorul uman acționînd numai asupra dispozitivului, pentru a aduce scula corespunzătoare în poziția inițială de începere a ciclului de lucru.

Cele mai simple dintre aceste dispozitive se întîlnesc la strungurile normale (fig. 9.44) și strungurile carusel (fig. 9.45).

Scanned with OKEN Scanner

Strungul SN-400 produs de Uzina Strungul-Arad posedă un cap port-cuțite pătrat (fig. 9.55), montat pe sania port-cuțit *1*. Acesta constă din corpul *2* în care se pot fixa, prin strîngerea șuruburilor *3*, în număr de pînă la patru cuțite. Corpul *2* este ghidat pe cepul saniei *1* și este strîns de aceasta prin bolțul filetat *4* cu ajutorul piuliței *5* cu mînerul *6*, prin intermediul piesei de uzură *7* și al flanșei *8*.

Poziționarea prealabilă se face cu bila *9*, iar cea finală cu cepul indexor *10*, a căror fixare este asigurată de bucșele conice.

Fazele necesare poziționării cuțitului următor sînt:

— desfacerea capului portcuțite prin rotirea piuliței *5* cu maneta *6*, creindu-se un joc între piuliță și piesa *7*;

— desindexarea cepului indexor *10*. Prin rotirea manetei *6*, piulița *5*, care este solidară cu bușca canelată interior *11*, antrenează bucșa canelată exterior *12*, care, prin dantura sa inferioară, rotește cama *13*. Cama (v. fig. din plan) este complet degajată pe o porțiune de 90°, degajare în care intră cepul *14*, limitînd astfel rotirea independentă a camei (fără rotirea capului portcuțite). În această rotire, pe o porțiune de 52°, cama are o suprafață elicoidală, care ridică indexorul *10* pînă la ieșirea sa din bucșa conică *11*;

— aducerea cuțitului următor; în continuarea rotirii, cama ia contact cu cepul *14*, antrenînd astfel în mișcare de rotație și capul portcuțite;

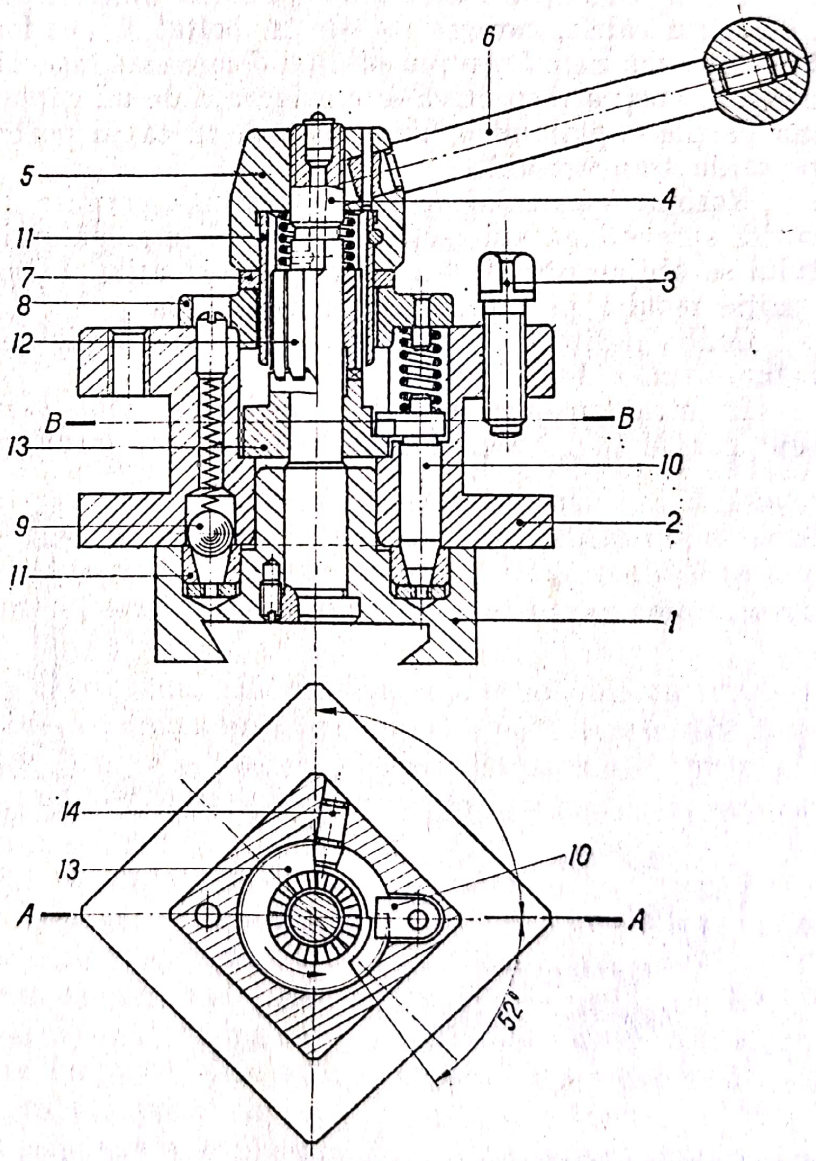


FIG. 9.55. Capul portcuțite al strungului SN-400.

— indexarea prealabilă are loc în momentul în care bila *9* a ajuns în dreptul bucșei conice următoare, moment în care mișcarea de rotație a manetei *6* trebuie oprită;

— indexarea finală se obține prin rotirea în sens invers a manetei *6*, ceea ce are ca urmare rotirea în sens invers a camei *13* și intrarea cepului indexor *10* în bucșa conică corespunzătoare;

— strîngerea capului portscule în noua poziție, prin rotirea în continuare a manetei *6*, pînă la contactul piuliței *5* cu piesa *7*.

Se utilizează și construcții mai simple ca de exemplu la unele strunguri carusel (fig. 9.56) pe sania transversală.

Capul portcuțite *1* este strîns pe sania transversală *2* cu ajutorul manetei *3* al cărui capăt, care se rotește în bolțul *4*, are forma de camă, apăsînd, în poziția din figură, asupra piuliței *5* care este înșurubată în corpul *1*. Menținerea în poziția respectivă este asigurată de un cuplaj cu dinți mărunți, una din părțile cuplajului *6* fiind solidară cu capul portcuțite, cealaltă *7* fixată pe sania transversală.

Rotirea manetei *3* de 90° spre stînga permite deplasarea capului portcuțite spre stînga sub acțiunea arcului împingătorului *8*. Schimbarea cuțitului se obține rotind manual capul portcuțite. Fixarea și blocarea în noua poziție rezultă prin rotirea manetei în sus.

Contrapiulița *9* permite reglarea și fixarea piuliței *5* în poziția corespunzătoare unei bune fixări.

La strungurile carusel se folosesc pe sania verticală capete portscule pentagonale (fig. 9.57). Rotirea manetei *1* în jurul axului *2* de un unghi de

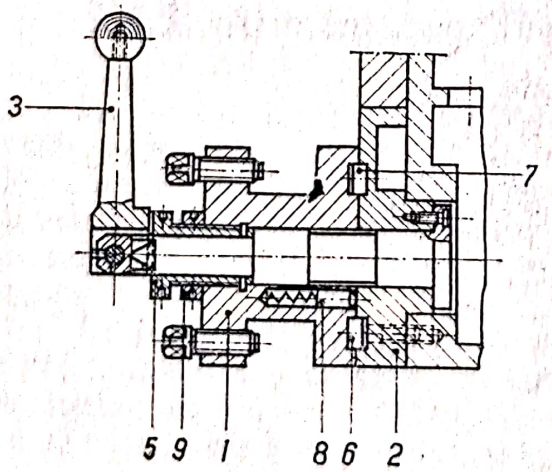


FIG. 9.56. Capul portcuțite al unui strung carusel.

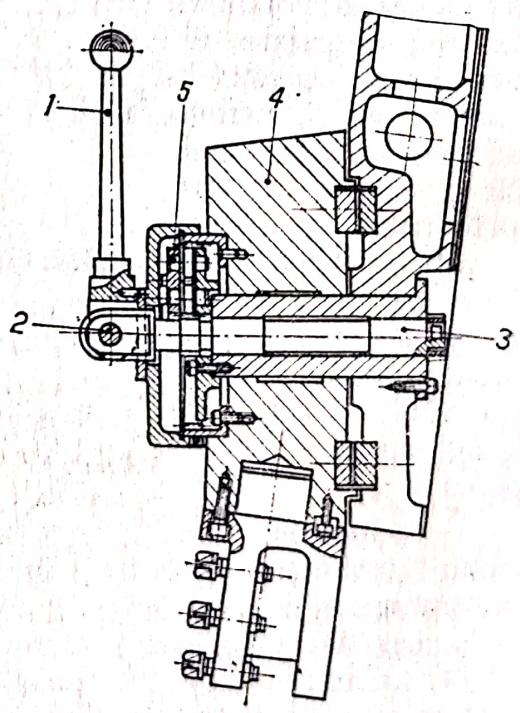


FIG. 9.57. Capul pentagonal portcuțite al unui strung carusel.

180° (în planul figurii) asigură deblocarea capului portscule (denumit şi cap revolver). O rotire de 360° a manetei în jurul axului *3* (într-un plan normal pe figură) duce la obţinerea unei rotaţii de 72° (360°/5) a capului revolver *4*. Rotirea manetei de 180° de jos în sus, în planul figurii, asigură blocarea capului în noua poziţie de lucru.

Obţinerea rotaţiei de 72° a capului revolver pentru o rotaţie completă a manetei se realizează datorită unui angrenaj planetar *5*. Există însă şi alte metode prin care se poate obţine acelaşi rezultat.

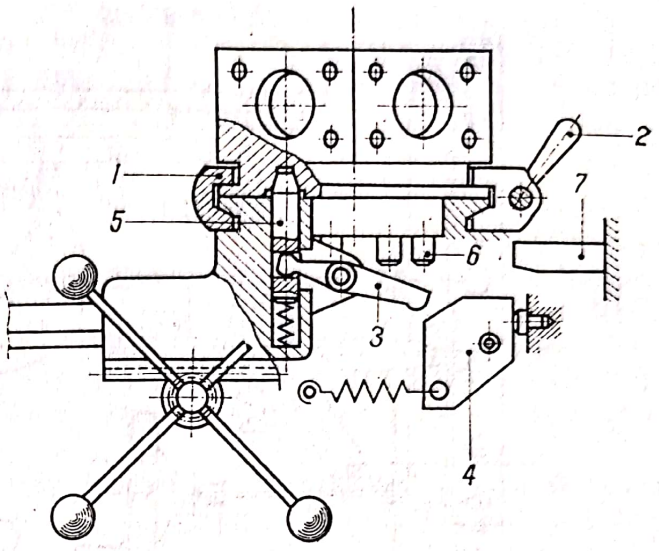


FIG. 9.58. Acţionarea turelei exagonale a unui strung revolver.

La strungurile revolver cu turelă (fig. 9.58), rotirea turelei cu 60° pentru o nouă poziţionare se obţine prin deplasarea manuală a saniei portturelă pînă la extremitatea din dreapta a strungului.

Blocarea turelei în poziţia indexată se realizează la majoritatea strungurilor revolver de acest tip printr-un colier *1*, care constă din două semicercuri legate printr-o balama şi un sistem de strîngere cu maneta *2*. Pentru aducerea unei scule noi în locul precedentei, este necesară deblocarea manuală a turelei, urmată de deplasarea saniei spre dreapta. În această deplasare, pîrghia *3* întîlneşte cama *4*, astfel că se obţine retragerea indexorului *5* din locaşul turelei.

În continuarea deplasării, unul din cei şase cepi *6* solidari cu turela la contact cu opritorul *7*, ceea ce are ca urmare rotirea de 60° a turelei. În cursa de înapoiere, spre stînga, cama *4* se poate roti spre stînga, astfel încît pîrghia *3* se roteşte în sens invers, datorită arcului indexorului *5*, care intră în noul locaş de poziţionare a turelei.

Înainte de începerea ciclului de lucru este necesară blocarea turelei prin strîngerea manuală a colierului *1* cu maneta *2*. La unele construcţii şi acţionarea colierului se realizează prin deplasarea saniei port-turelă.

La strungurile revolver cu disc portscule rotirea capului revolver *1* (fig. 9.59) se face manual prin acţionarea roţii de mînă *2* şi intermediul angrenajului z_1/z_2, după ce în prealabil, prin rotirea manetei *3* spre dreapta, s-a obţinut desindexarea discului portscule.

În ultimul timp, la strungurile revolver cu disc, ca de exemplu la strungul românesc SRO-25 produs la uzina Strungul-Arad, operaţia de aducere a

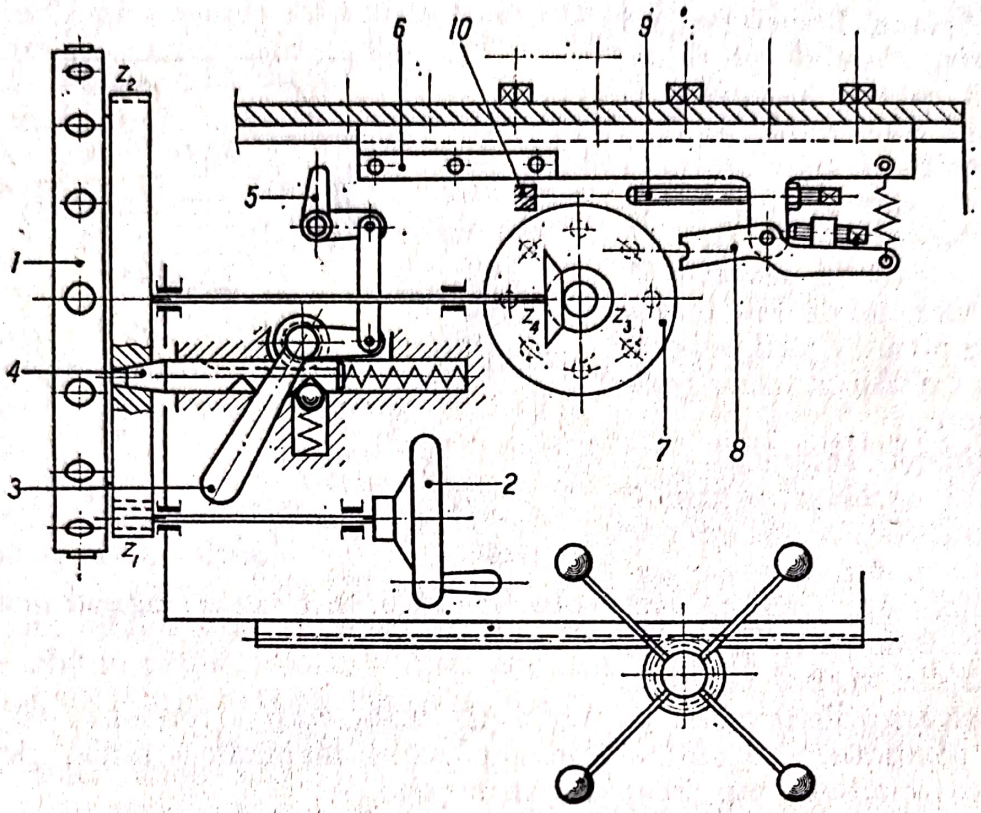


FIG. 9.59. Acționarea discului portscule a strungului SRO-25 Arad.

sculei următoare în poziția de lucru se obține prin deplasarea saniei spre dreapta. În această deplasare, pîrghia *5* se lovește și este rotită de opritorul *6*, ceea ce face ca, prin legăturile sale cu maneta *3*, s-o rotească pe aceasta, efectuîndu-se desindexarea prin retragerea indexorului *4*. În continuarea deplasării saniei spre dreapta, discul *7* cu *8* cepi se lovește cu unul din aceștia de opritorul *8*, ceea ce are ca urmare rotirea discului *7* cu 1/8. Mișcarea de rotație de la discul *7* se transmite prin angrenajul conic z_3/z_3 (cu raportul de transmitere 1/2) discului portscule *1*, pe care îl rotește cu 1/16 dintr-o rotație, aducînd în poziția de lucru o nouă sculă.

Trebuie de remarcat că la acționarea manuală a indexorului, cu ajutorul manetei *3*, la deplasarea maximă spre dreapta a acesteia, bila care poziționează indexorul intră în locașul conic din stînga a acestuia, astfel că, eliberînd maneta *3*, discul portscule se poate roti liber. În cazul rotirii discului port-scule, prin intermediul discului *7*, cama *5* nu deplasează maneta *3* în extrema dreaptă, astfel că, desindexarea fiind făcută, bila nu poate intra în locașul din stînga a indexorului. Ca urmare, deplasînd sania spre stînga, în momentul în care pîrghia *5* scapă de pe opritorul *6*, indexorul *4* sub acțiunea arcului său se va deplasa spre stînga efectuînd indexarea și blocarea capului revolver în noua poziție.

Obținerea rotirii exacte de 1/16 dintr-o rotație a discului portscule depinde de rotirea exactă de 1/8 a discului *7*, ceea ce se poate obține prin reglarea lungimii șurubului *9* care, prin oprirea deplasării saniei pe opritorul *10*, asigură această rotire precisă de 45° a discului *7*.

9.4.6. Prereglarea și preselectarea sculelor

Centralizarea unui număr oarecare de scule pe un element al mașinii-unelte denumit cap portscule, cap revolver, turelă etc., care printr-o deplasare poate aduce o nouă sculă în poziția de lucru, a ridicat problema interschimbabilității ușoare și poziționării precise a unei mari varietăți de scule pe acest element portscule, evident posedînd un număr redus de locașuri în care acestea pot fi montate.

Utilizîndu-se standardele naționale sau internaționale privind forma și dimensiunile cozilor sculelor, a găurilor de prindere, a penelor etc., s-a constatat că acestea nu pot satisface condițiilor cerute de o centralizare a sculelor în condiții economice de timp și cu precizia poziționării corespunzătoare.

Din această cauză, constructorii de mașini-unelte au recurs la reducerea numărului de forme a locașului din elementul portscule (la strungul revolver cu disc, găurile au numai trei diametre, la cel cu turelă, toate fețele au aceiași gaură centrală și patru găuri filetate etc.) și au creat *elemente intermediare*, accesorii, specifice fiecărui tip de mașină-unealtă.

Această soluționare a problemei montării centralizate a sculelor satisfăcătoare din multe puncte de vedere lasă însă de dorit în ceea ce privește timpul necesar reglării (poziționării) reciproce a sculelor și a reglării acestora în raport cu piesa (cu referire la poziția inițială *a* din fig. 9.42), operație care efectuîndu-se pe mașina-unealtă, în stare oprită, contribuie la creșterea timpului auxiliar și ca urmare la micșorarea productivității. Este deci vorba despre timpul auxiliar de reglare inițială a sculelor, a cărui mărime devine cu atît mai importantă, cu cît numărul de piese din lot este mai mic.

Pentru rezolvarea acestei probleme, în sensul de a micșora timpul auxiliar de reglare a sculelor, s-a introdus operația de *prereglare*, operație care se efectuează în scularie de un personal calificat, urmînd ca operatorului de la mașina-unealtă să-i revină sarcina numai de a monta și demonta scula.

În funcție de genul mașinii-unelte și a preciziei cerute prelucrării, există numeroase modalități care determină construcții speciale de scule, de scule auxiliare, de dispozitive intermediare, de sisteme de prindere și fixare a sculei ca și dispozitive pentru efectuarea prereglării și pentru controlul acesteia.

Un sistem care permite o prereglare și chiar o reglare direct pe mașină, foarte precisă și comodă, este sistemul de scule Microbore al firmei De Vlieg din Michigan.

Acesta se bazează pe folosirea unei piese tip (fig. 9.60) denumită cartuș (sau patron), la care, partea activă este formată din plăcuțe de carburi metalice sau pastile ceramice de diferite forme și dimensiuni.

Scanned with OKEN Scanner

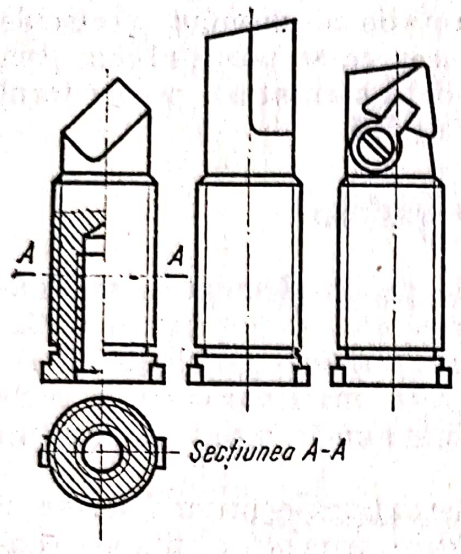


FIG. 9.60. Cartușul (patronul) Microbore.

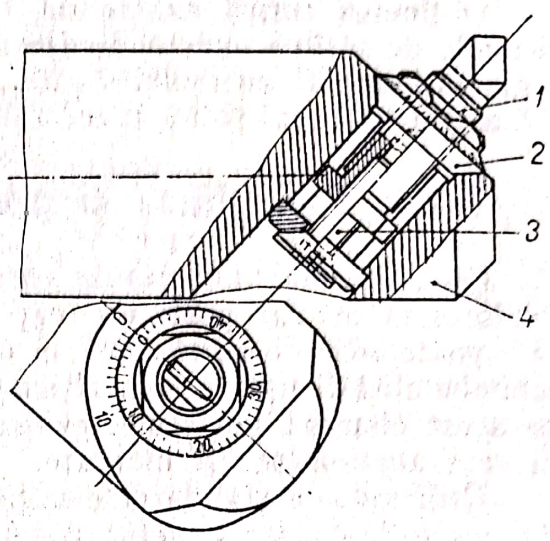


FIG. 9.61. Fixarea cartușului Microbore în bara suport.

Modul de fixare a cartușului într-o bară de alezat este reprezentat în fig. 9.61. Piulița dublu conică și cu pătrat pentru chee are pe suprafața exterioară o gradație în 50 sau 100 de părți (funcție de pasul filetului), iar pe fața plană a barei, un vernier, astfel încît, rotind piulița, se obține o deplasare axială (reglare) a sculei de 0,001 mm. După obținerea cotei dorite, se strînge șurubul din partea inferioară. Reglarea se poate face direct pe mașină sau prin prereglare, utilizînd dispozitive cu tampoane și control cu minimetrul.

Folosirea unor dispozitive intermediare între sculă și dispozitivul de prindere al mașinii-unelte a luat în ultimul timp o mare dezvoltare datorită mașinilor cu cap revolver și în special din cauza centrelor, de prelucrare care sînt dotate cu magazin de scule.

A doua problemă, *preselectarea* sculelor centralizate, nu apare ca necesară în cazul acționării manuale a elementului portscule, deoarece aducerea sculei corespunzătoare în poziția de lucru, adică selectarea ei, se face de către operatorul uman.

Totuși, chiar, și în acest caz, trebuie de remarcat că în majoritatea cazurilor, sculele necesare unei anumite succesiuni de faze ale operației de prelucrare nu pot fi montate în aceeași succesiune pe elementul portscule (de exemplu pe discul portscule al strungului revolver), din cauza dimensiunilor piesei și a pozițiilor reciproce ale sculelor.

În cazul alimentării automate cu scule după program și în special în cazul în care sculele se află într-un magazin de scule, preselectarea sculei următoare se impune. Operația se realizează folosind codificarea sculei, după un cod care poate fi programat pe portprogram.

9.4.7. Alimentarea cu scule, comandată manual

Comanda manuală a alimentării cu scule se aplică alimentării centralizate, acționarea mecanismelor fiind trecută în sarcina unui motor oarecare, operatorului uman revenindu-i numai comandarea acestuia în momentul necesar schimbării sculei.

În fig. 9.62 este schematizată acționarea hidraulică a rotirii turelei unui strung revolver. Situația din figură corespunde fazei de prelucrare a piesei Uleiul de la pompa P trece prin sertărașul distribuitor S , prin orificiile *1* și *4* ale cilindrului C_1 și prin supapa S, la rezervor, pistonul cilindrului C_1 se află în jos, indexorul I fiind introdus în discul de indexare D, deci turela T fixată în una din cele șase poziții posibile ale acesteia.

Pentru aducerea unei noi scule în poziția de lucru, se acționează manual sertărașul distribuitor S cu maneta m, deplasînd-o din poziția I în II.

Uleiul trece acuma prin *1* și *3* S la orificiul *2* al lui C_1, ridicînd pistonul acestuia pînă la deschiderea orificiului *3*. Prin deplasarea în sus a acestui piston, indexorul I este scos din discul de indexare, pe de o parte, iar pe de altă parte, furca F, solidară cu I și cu tija pistonului, ridică pinionul R realizînd cuplarea acestuia cu turela, prin cuplajul cu dinți K.

Desindexarea și acționarea cuplajului K s-au efectuat pînă la deschiderea orificiului *3* al cilindrului C_1. După deschiderea acestuia, uleiul trece prin orificiul *2* în dreapta pistonului cilindrului C_2, piston care în deplasarea sa spre stînga, datorită cremalierei C de pe tija sa, rotește pinionul R și, odată cu acesta (datorită cuplajului K) și turela T de un unghi de 60°.

După schimbarea sculei se deplasează maneta m din II în I (de fapt arcul din dreapta sertărașului distribuitor efectuează această acționare, dacă maneta m este lăsată liberă).

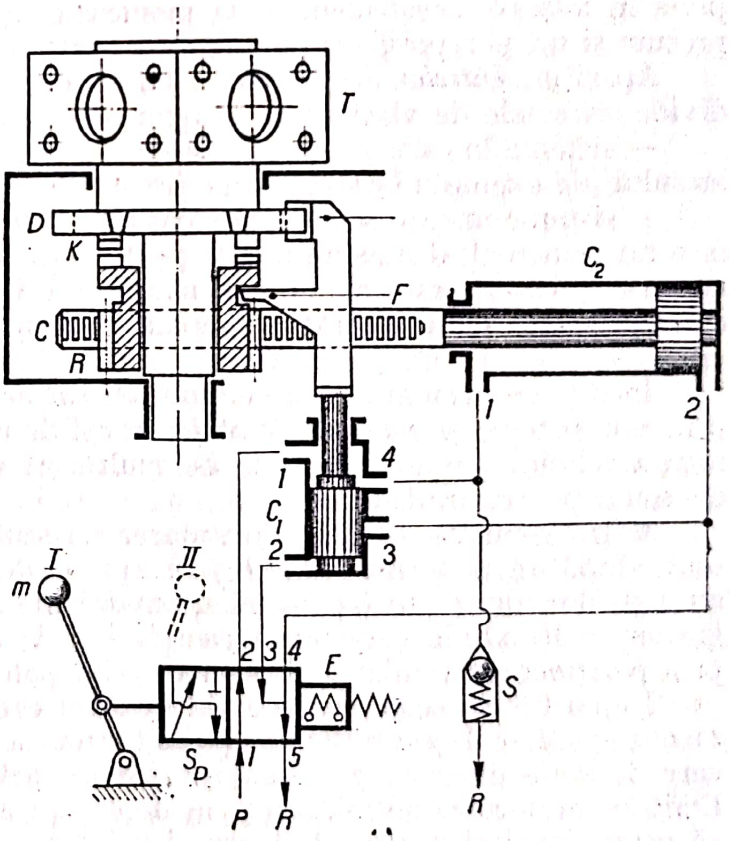


FIG. 9.62. Schema hidromecanică de acționare și indexare a turelei unui strung revolver.

Sertărașul distribuitor S_D revine în poziția din schemă. Uleiul dirijat prin *1* C_1 deplasează pistonul în jos, realizîndu-se decuplarea lui K și indexarea discului D. La deschiderea orificiului *4* C_1, uleiul trece prin *1* în C_2, deplasînd pistonul acestuia spre dreapta, pregătindu-l pentru intervenția următoare de rotire a turelei portscule.

Alimentarea cu scule, comandată manual, se întîlnește relativ foarte rar sub forma aceasta simplă, deoarece comanda poate fi automatizată, de exemplu prin electromagnetul E din aceeași schemă, electromagnet comandat de microîntrerupători acționați de sania strungului sau comandat de un program de natură oarecare.

Din această cauză comanda manuală a alimentării cu scule se întîlnește în mod normal ca o comandă auxiliară, necesară în timpul reglării inițiale, sau, în caz de avarii, a alimentării cu comandă programată.

9.4.8. Alimentarea cu scule, cu comandă după program

Comanda după program a alimentării cu scule implică existența unui element portscule (depozit de scule), de tip rotativ (disc portscule, turelă, tambur) sau cu mișcare rectilinie (casetă, lanț etc.), un lanț cinematic care să pună în mișcare acest element la momentul oportun pe baza unei comenzi, precum și un portprogram pe care să se poată programa comandarea acestuia.

Apariția *centrelor de prelucrare* (Machining Center, Bearbeitungzentrum) divide sistemele de alimentare programată cu scule în două părți distincte:

— sisteme în care scula nu este scoasă din elementul portscule, în timpul lucrului (de exemplu la strungurile revolvere automate) și

— sisteme în care scula este scoasă dintr-un magazin de scule și montată în axul principal al mașinii-unelte pentru efectuarea operației de prelucrare, la sfîrșitul căreia, este readusă în magazinul de scule pentru a putea fi înlocuită prin altă sculă, operație complexă care se execută de centrele de prelucrare.

În cele ce urmează vom denumi *depozit de scule* elementul portscule ale primelor sisteme și *magazin de scule*, în cel de al doilea caz (cu toate că literatura tehnică actuală folosește de multe ori aceeași denumire de magazin de scule pentru ambele cazuri).

Mașinile-unelte, la care alimentarea cu scule se face dintr-un depozit de scule după un program oarecare, au apărut de foarte mult timp sub forma strungurilor automate (sau semiautomate) monoax de tip Index și a strungurilor multiaxe, la care mișcarea relativă de alimentare cu scule se obține prin poziționarea tamburului portaxe principale (poziționarea piesei).

Depozitul de scule corespunde în totul condițiilor deja analizate la alimentarea cu scule centralizate: posibilitatea de montare a unui număr oarecare de scule diferite (și în majoritatea cazurilor, standardizate) în locașuri limitate ca formă, posibilitatea de deplasare a depozitului pentru ca scula să ocupe locul și poziția de lucru și indexarea ca și blocarea depozitului în această poziție.

Scanned with OKEN Scanner

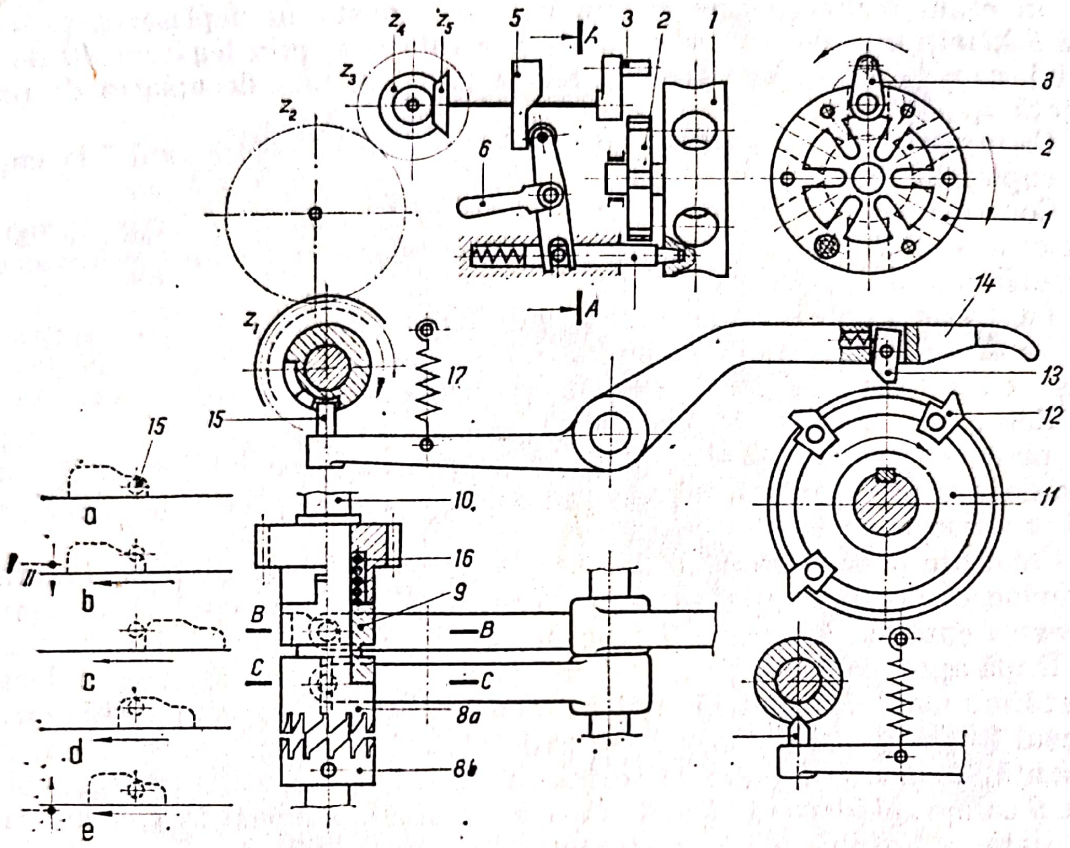


FIG. 9.63. Mecanismele pentru comanda, acționarea și indexarea capului revolver portscule de la strungurile tip Index.

În afara acestor condiții, alimentarea cu comandă programată trebuie să dispună de un portprogram pe care să se poată programa comod comenzile, precum și o sursă de energie care să pună în mișcare lanțul cinematic de alimentare.

Un astfel de lanț cinematic auxiliar de alimentare cu scule, devenit clasic prin vechimea lui, se găsește la strungurile automate monoaxe cunoscute sub denumirea de Index. Lanțul cinematic este complet mecanic (fig. 9.63), avînd ca depozit de scule un disc *1* cu șase (în unele cazuri rare, cu opt) locașuri de scule, axa de rotație a acestuia fiind orizontală (în unele construcții, înclinată). Solidar cu discul portscule se află o cruce de malta *2* pusă în mișcare de antrenorul *3*, care, pentru o rotație completă, rotește de 1/6 discul portscule.

Indexarea și blocarea în poziția de lucru este făcută de indexorul *4*, comandat (pentru deblocare) de cama *5*, și pentru indexare și blocare, de un arc. Aceeași operație poate fi efectuată și manual cu maneta *6*.

Antrenorul *3* și cama *5* primesc mișcarea de rotație de la axul *7*, prin intermediul unor angrenaje $z_1 \dots z_5$, numai pe durata cuplării cuplajului *8a* cu *8 b*, deoarece *8a* este liber pe axul *7*.

În cazul realizării acestei cuplări, care constă în deplasarea piesei *9* spre *8 b*, mișcarea de rotație se transmite rotații z_1 prin legătura *10* de tip cuplaj, care permite deplasarea axială a piesei *9*, fără decuplarea de roata dințată z_1.

Ca urmare, acționarea discului portscule se face de către axul *7* la cuplarea cuplajului *8*.

Comanda cuplării lui *8* este dată de discul *11*, care este un portprogram prin camele *12*, a căror poziție pe discul în cauză reprezintă programarea comenzii cuplajului *8*.

La trecerea unei came *12*, de sub piesa *13* a tijei *14*, o rotește pe aceasta din urmă, astfel că cepul *15* este retras din locașul frezat în piesa *9*, locaș a cărui formă desfășurată este reprezentată în schița din stînga (poz. *a*).

Retragerea cepului *15* din locașul frezat permite arcului *16* să deplaseze piesa *9* (poz. *b*), astfel încît se realizează cuplarea lui *8 a* cu *8 b*, mișcarea de la axul *7* transmițîndu-se prin cuplaj la roata z_1 și de aici mai departe pînă la discul portscule.

Chiar din primul moment, după trecerea camei *12* pe sub piesa *13*, brațul *14* revine în poziția inițială datorită arcului *17* și deci cepul *15* ia contact cu partea exterioară a piesei *9* (poz. *b*) fără a putea reintra în locașul frezat.

După aproape o rotație a axului *7* (și deci și a piesei *9*) (poz. *c*), locașul frezat fiind mai lat, cepul *15* intră în acesta sub acțiunea arcului *17* (poz. *d*). Locașul frezat posedă între partea mai largă și cea mai îngustă o porțiune în pantă, care are funcția de camă cilindrică, astfel că (poz. *e*) împinge piesa *9* comprimînd arcul *16* și desfăcînd cuplajul *8*, moment în care mișcarea de rotație a roții z_1 (și în restul lanțului cinematic) se oprește. Raportul de transmitere al angrenajelor $z_1 \dots z_5$ este în ansamblu egal cu unitatea, pentru ca la o rotație a roții z_1 să rezulte o rotație a roții z_5 (și a antrenorului *3*). Obținerea exactă a unei rotații a roții z_5 este realizată de indexorul *18* (sect. *CC*), care intră într-un canal axial și exterior cuplajului *8 a*.

Programarea comenzilor de rotire a capului revolver se face pe portprogramul (discul) *11* cu ajutorul camelor *12*, constînd în fixarea camelor în dreptul diviziunilor discului.

Discul *11* execută o rotație completă pe durata de prelucrare a unei piese. El este împărțit (gradat) în 100 de părți (denumite sutimi), sau în 120 părți, sau în 360° la diferite tipuri de strunguri automate. Întreg programul de funcționare se calculează pe baza numărului de diviziuni al acestui disc portprogram.

Strungurile revolver automate, similare însă mai recente de exemplu au renunțat la programarea pe disc, aceasta făcîndu-se cu fișe pe un panou, acționarea fiind hidraulică.

Strungurile automate monoaxe, pentru piese mai mari și complicate (fig. 9.64), posed, pe lîngă cele două sănii laterale S_1 și S_2 (fig. 9.65) care asigură avansul radial față de piesă a unor scule, și o sanie S_3 cu avans axial, sanie cu secțiune pentagonală, care prin rotire poate aduce în poziție de lucru un același număr de scule (sau grupe de scule).

Scanned with OKEN Scanner

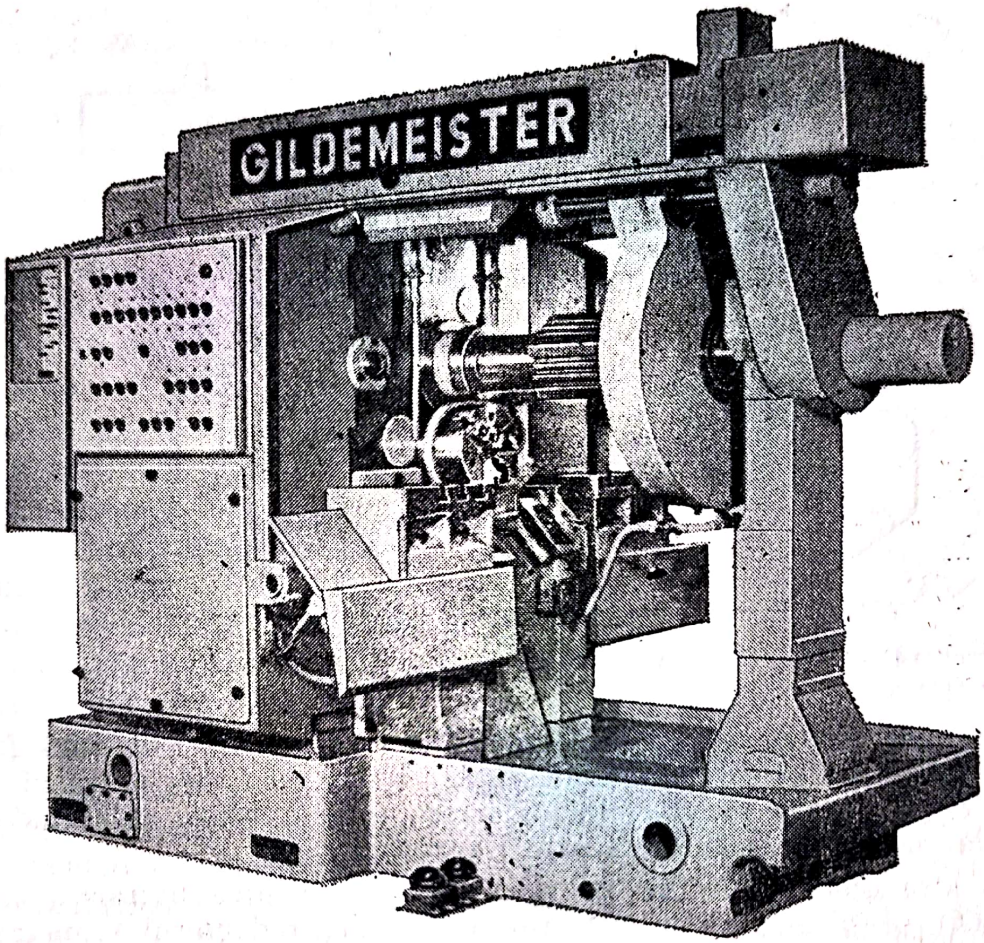


FIG. 9.64. Strungul automat moncax Gildemeister AEH-250.

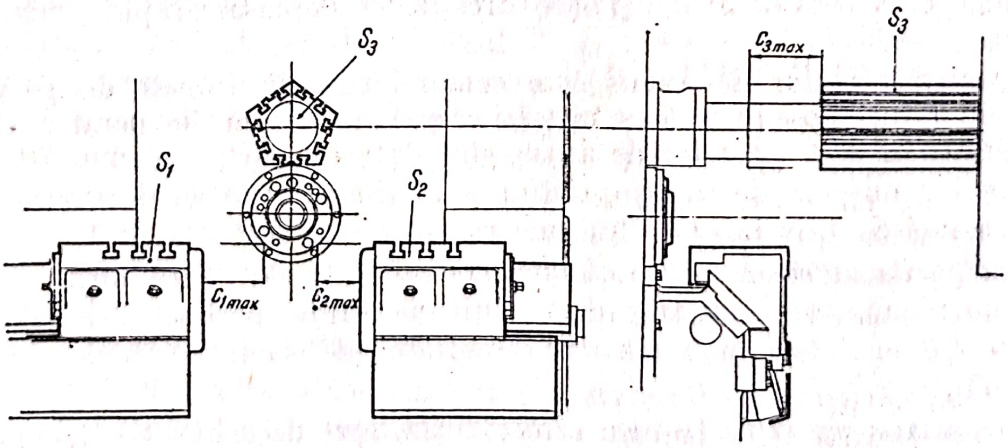


FIG. 9.65. Dispoziția săniilor portscule ale strungului automat monoax din fig. 3.96.

Scanned with OKEN Scanner

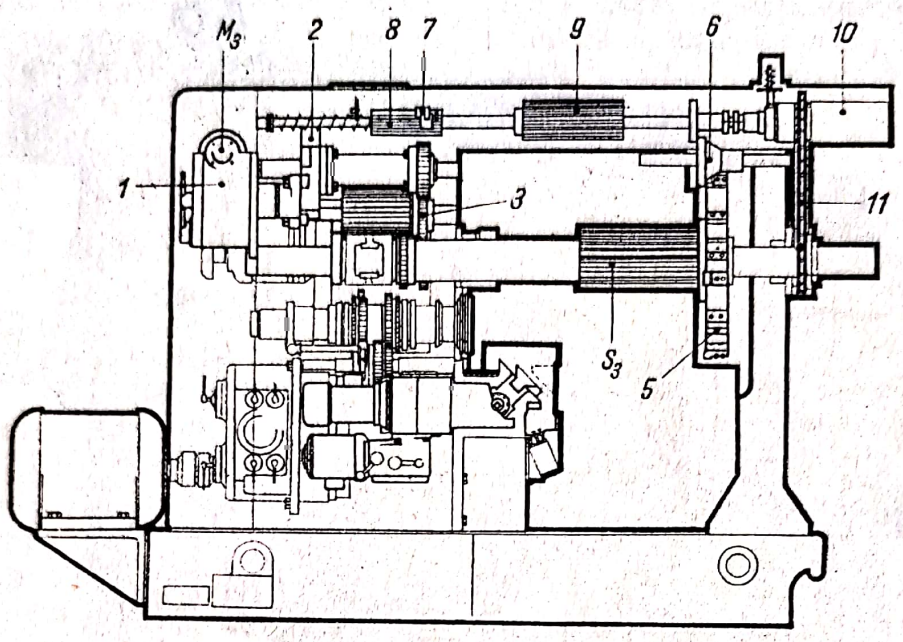


FIG. 9.66. Acționarea saniei portscule a strungului din fig. 9.64.

Comanda pentru rotirea saniei era efectuată de cama cilindrică *K*, prin intermediul unei pîrghii acționînd cuplajul *C*. Cama efectua cinci rotații complete pe durata ciclului de prelucrare a unei piese, asigurînd astfel comanda rotirii de cinci ori a saniei portscule S_3.

La strungurile moderne mișcarea de rotație pentru divizare a saniei S_3 (fig. 9.66) se obține de la motorul electric M_3, reductorul *1*, mecanismul cu cruce de malta *2* și angrenajele intermediare *3*, blocarea realizîndu-se cu discul *5* și piesa *6*.

Comanda de intrare în funcțiune a motorului M_3 este dată de o camă *7* de pe un portprogram *8* în formă de prizmă pentagonală, care se deplasează spre stînga cu viteză de avans și spre dreapta cu deplasare rapidă, odată cu sania S_3.

Mărimea curselor de avans este comandată prin camele de pe portprogramul *9*, care posedă aceleași mișcări ca și *8*, iar comenzile pentru schimbarea turațiilor și a vitezelor de avans sînt date de portprogramul *10*, care are numai o mișcare de rotație, obținută în timpul rotației de divizare de la axul saniei S_3, prin intermediul unei transmisii cu lanț *11*.

Strungurile automate sau semiautomate multiaxe pot avea între 4 și 8 axe și un număr corespunzător de poziții pe sania port-scule axială, ca și un număr egal (sau mai mic cu o unitate) de sănii portscule, radiale (fig. 9.67).

Alimentarea cu scule se face în acest caz, spre deosebire de strungurile precedente, prin poziționarea repetată a piesei în posturile de lucru ale

sculelor, care nu posed decît mișcare de avans axial, respectiv radial pentru săniile radiale, și mișcările de retragere rapidă pe aceleași direcții.

Blocul port-axe principale, la terminarea unei faze de prelucrare și după retragerea săniilor port-scule, capătă o mișcare de rotație egală cu $360°/n$, în care n este numărul de axe principale, după care se efectuează blocarea în noua poziție de lucru. Pentru blocare, există numeroase variante constructive dintre care o parte sînt prezentate în fig. 9.68. În toate cazurile, se poate constata existența unui opritor *1* și a unui indexor *2*, ansamblu care asigură o fixare și blocare foarte bună. În primele trei cazuri, opritorul funcționează sub acțiunea unui arc, în timp ce în cazul *d*, acesta este acționat simultan cu indexorul *2*.

Acționarea cu came și pîrghii a indexorilor, la strungurile automate multiaxe, se datorește existențe unui arbore cu multi-came pentru diferitele comenzi și acționări ale lanțurilor cinematice caracteristice acestor mașini unelte.

Strungurile multi-axe pot avea 4, 6 sau 8 axe pentru prelucrarea din bare sau piese. Automatica rotirii blocului portaxe principale este complet mecanică (fig. 9.69).

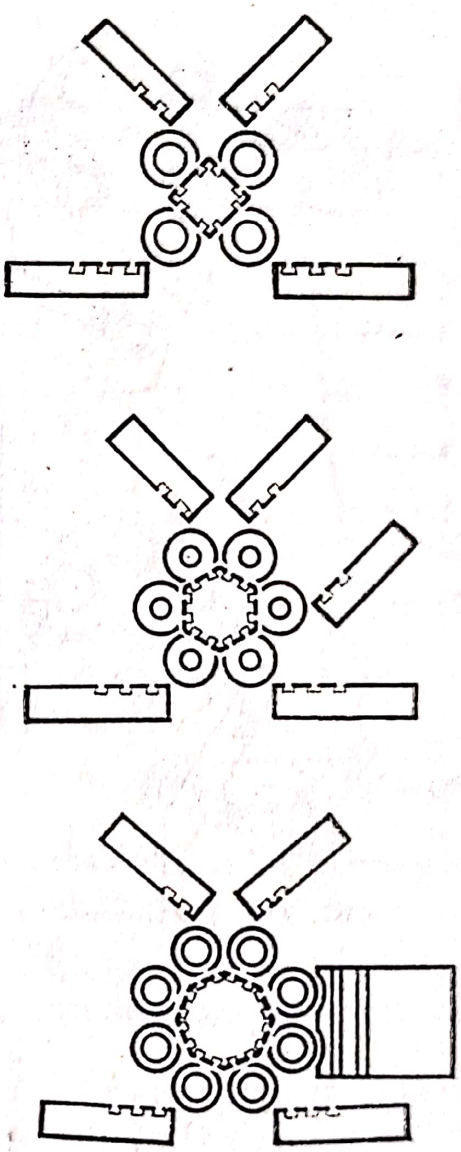


FIG. 9.67. Dispoziția săniilor port-scule la strungurile multiaxe.

Mișcarea de rotație de la axul *1* se transmite, prin antrenorul *2* și crucea de malta *3*, axului *4*, de la care, prin angrenajele 5 ... *8*, se asigură rotirea blocului *9* port-axe principale. Pentru o rotație a antrenorului *2*, trebuie să se obțină o rotire de $1/n$ a blocului *9*, n fiind numărul de axe principale, ceea ce înseamnă că raportul de transmitere al angrenajelor 5 ... *8* este 1/1, 3/2 sau 1/2 pentru n egal cu 4, 6 și respectiv 8 axe. Indexarea exactă și blocarea în poziția corectă se face de către indexorul *10* sub acțiunea arcului *11*.

Cama *12* fixată pe același ax *1* ca și antrenorul *2* asigură deblocarea prin intermediul pîrghiei *13*, în momentul în care antrenorul intră în una din crestăturile crucii de malta.

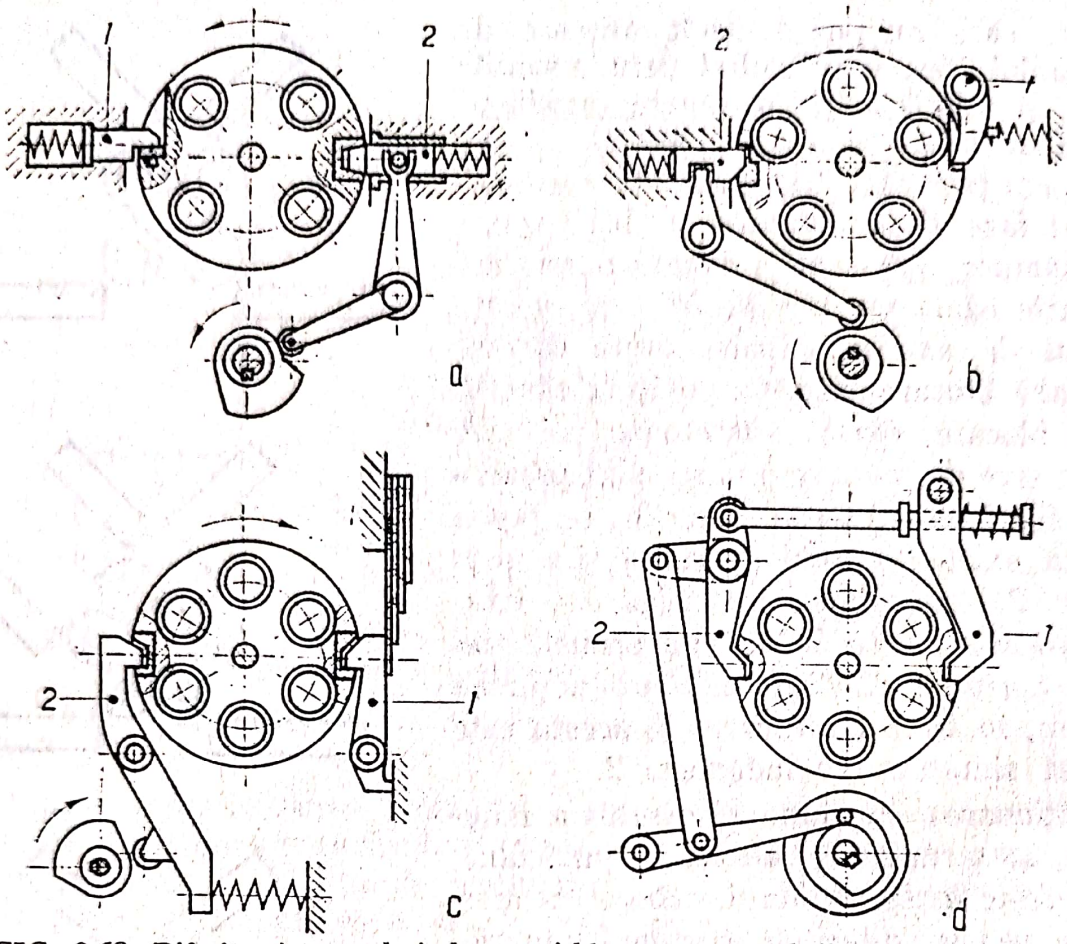


FIG. 9.68. Diferite sisteme de indexare și blocare a tamubrilor portaxe principale de la strungurile multi-axe.

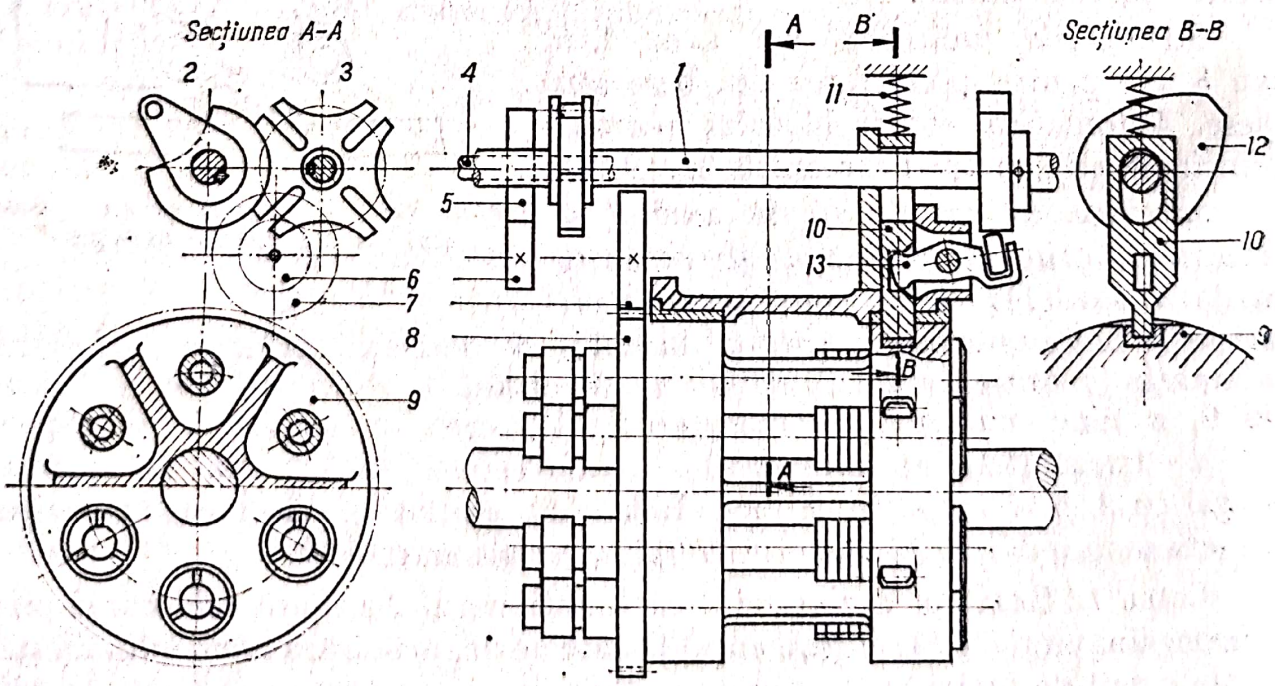


FIG. 9.69. Automatica rotirii blocului portaxe la strungul AS 32.

Unele strunguri multiaxe cu 4, 5 sau 6 axe au axul *1* (fig. 9.70), de la care se transmite mișcarea, sub blocul port-axe principale. Cepul *2*, fixat pe partea posterioară a camei plane *3*, este antrenorul crucii de malta *4*, de la care mișcarea se transmite, prin roțile dințate *5* și *6*, blocului *7* portaxe.

Cama plană *3*, prin intermediul pîrghiei *8* și al tijei *9*, acționează un mecanism cu pîrghii *10*, care asigură indexarea și blocarea pe opritorul *11*. Arcul *12* este elementul de legătură elastică între pîrghia *8* și mecanismul *10*.

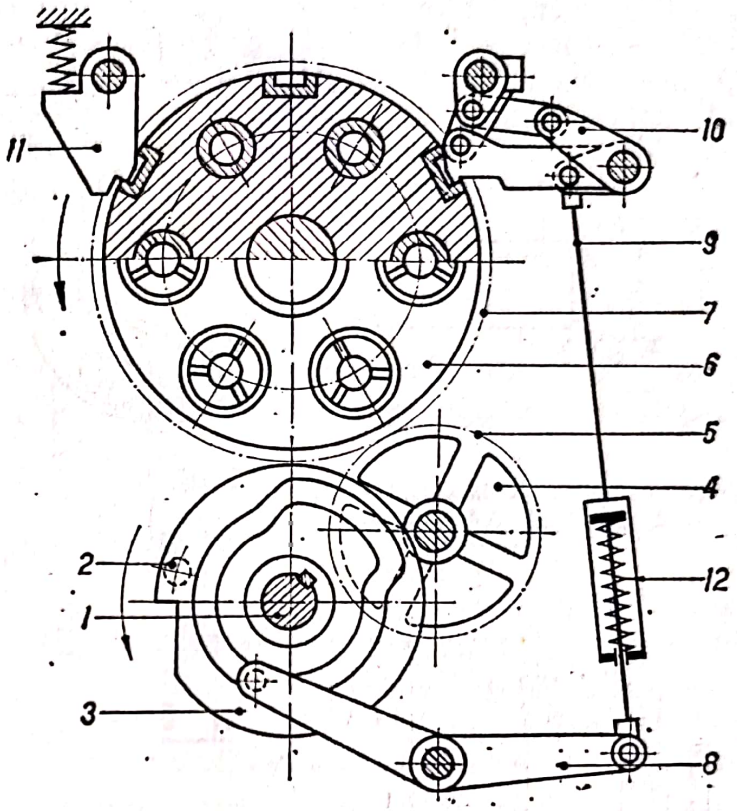


FIG. 9.70. Automatica blocului portaxe al strungului Vickman.

Strungurile multiaxe verticale sînt dotate în genere cu mecanisme mecanice similare. Strungul sovietic 12 M, cu 6 axe, schematizat în fig. 9.71, este dotat cu un sistem hidraulic pentru rotirea și indexarea masei *1* port-axe principale *2*, în raport cu săniile *3* portscule.

Mișcarea de rotație a cinci axe principale din cele șase este asigurată de motorul electric *4*, a cărui mișcare se transmite prin ambreiajul *5*, fiind reglată prin roțile de schimb *6*. Axul al șase-lea, în poziția de fixare-eliminare a piesei (axul din dreapta figurii), nu este antrenat, astfel că înlocuirea piesei prelucrate prin alta brută se efectuează fără oprirea prelucrării la celelalte cinci posturi.

Rotirea mesei portaxe principale este efectuată de motorul hidraulic C_3, iar blocarea în poziția de lucru de către indexorul *7*.

Schema simplificată a instalației electro-hidraulice de comandă și acționare a rotirii mesei este redată în fig. 9.72.

În momentul în care toate săniile port-scule *I* ... *VI* și-au terminat ciclul de lucru, ele trebuie să fie în poziția superioară închizînd microîntrerupătorii $M_{t\,I}$ ... $M_{t\,IV}$, legați în serie, astfel că, la acționarea manuală a unui buton electromagnetul E_1 al sertărașului distribuitor S_D este pus sub tensiune, aducînd sertărașul în poziția de schemă.

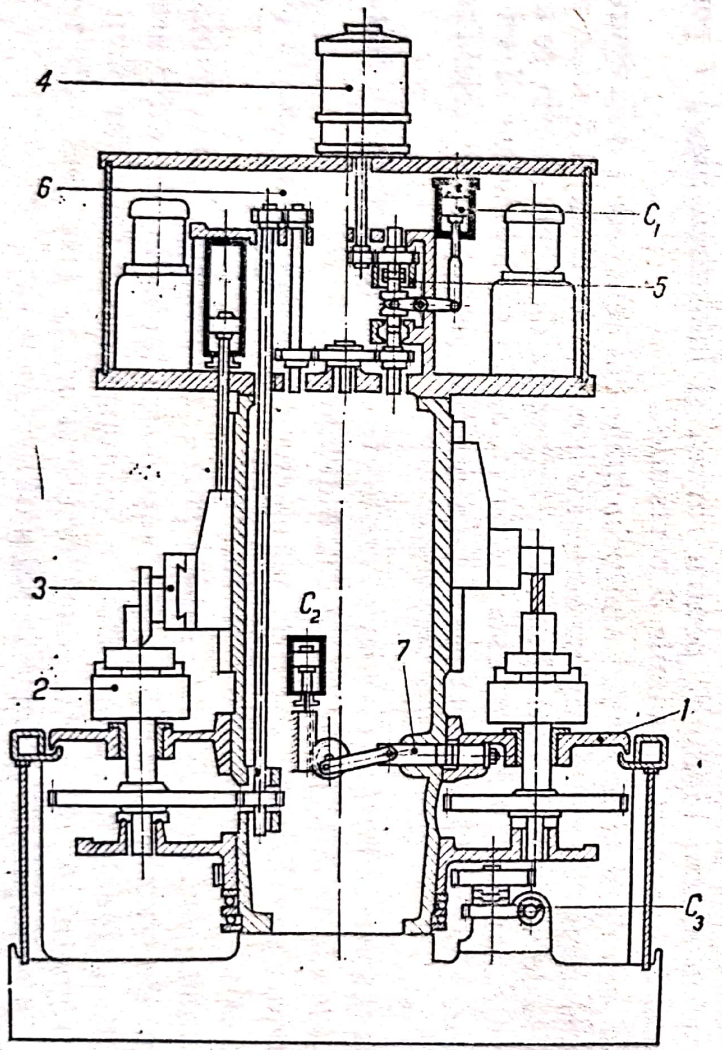


FIG. 9.71. Schema unui strung vertical multiaxe.

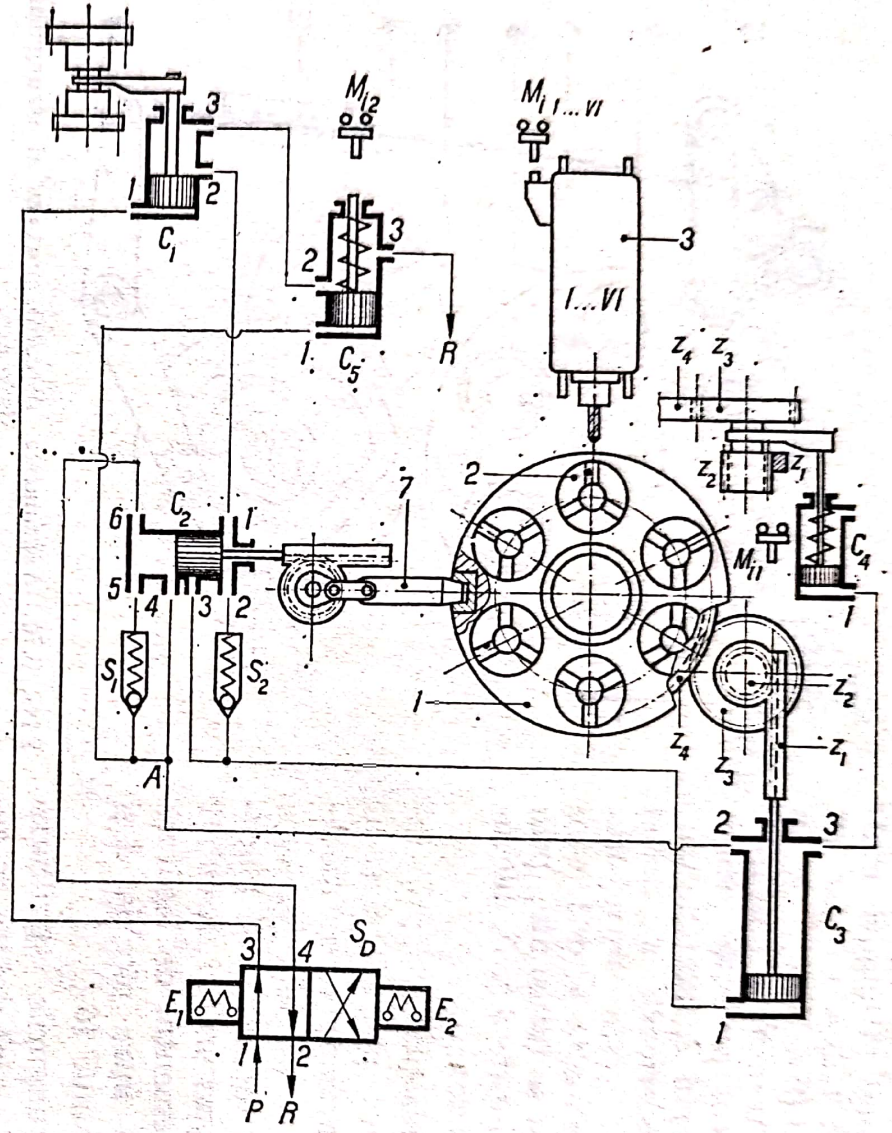


FIG. 9.72. Automatica rotirii blocului portaxe al strungului vertical din fig. 9.71.

Uleiul de la pompa P trece prin orificiile *1* și *3* ale lui S_D, prin *1* și *2* C_1, ridicînd pistonașul acestuia care decuplează ambreiajul *5* al lanțului cinematic principal. Uleiul trece prin *1* și *3* C_2, deplasînd pistonașul spre stînga, ceea ce asigură desindexarea prin retragerea indexorului *7* spre strînga. În continuare, uleiul intră în cilindrul motor C_3 prin orificiul *1*. Pistonul acestuia se ridică, cremaliera solidară cu acesta asigurînd rotirea mesei *1* prin angrenajele z_1/z_2 și z_3/z_4. Uleiul de deasupra pistonului C_3 iese prin orificiul *2*, supapa S_1 și prin *5* și *6* C_2, este dirijat spre *4* și *2* S_D și spre rezervor. Pistoanele lui C_4 și C_6 nu pot fi deplasate, deoarece supapa S_1 se deschide la o presiune foarte scăzută.

La capăt de cursă, cremaliera z_1 închide microîntrerupătorul M_{i1}, care comandă electromagnetul E_2 al sertărașului distribuitor S_D, care se deplasează spre stînga.

Uleiul de la pompă trece prin *1* și *4* S_D și *6* și *4* C_2, pe care-l deplasează spre dreapta, efectuînd indexarea ca în figură. În continuare, uleiul de la *4* C_2, în punctul A este dirijat spre C_5 și C_3.

Intrînd prin *1* C_5, îl deplasează pe acesta în sus și trece prin *2* C_5 spre *3* C_1, deplasînd pistonul în jos și realizînd cuplarea mișcării în lanțul cinematic principal. În această poziție a pistonului lui C_3, presiunea uleiului din sistem nu poate deplasa în jos pistonul lui C_5, deoarece uleiul care trebuie să iasă prin *1* C_3 nu poate deschide supapa D_2, însă această presiune transmisă prin *3* C_3 la pistonul lui C_4 îl ridică pe acesta realizînd decuplarea roții z_3 de z_4. Presiunea crescînd în continuare, reușește să deplaseze pistonul lui C_3 în jos, fază în care roțile z_2 și z_3 se rotesc în sens invers, fără a antrena masa rotativă (care de altfel este blocată de indexorul *7*). Uleiul din partea inferioară a pistonului lui C_3 iese prin *1*, deschide supapa S_2, trece prin *2* și *1* C_2, prin *2* și 3 C_1 și, intrînd prin *2* în C_5, împinge și mai mult pistonul acestuia în sus pînă la deschiderea orificiului *3* care permite drum liber uleiului spre rezervor. În poziția aceasta a pistonului C_5, tija sa acționează microîntrerupătorul M_{i2} care comandă începerea ciclului de lucru la 5 din 6 sănii, cea de a șasea fiind în postul de încărcare-descărcare a piesei.

În perioada în care au apărut primele mașini de găurit cu mai multe posturi de lucru cu comandă după program, automatizarea era similară strungurilor multiaxe. Schema din fig. 9.73 reprezintă o astfel de mașină de găurit cu patru posturi de lucru, avînd alimentarea cu scule automatizată hidraulic. Simplicitatea schemei nu necesită descrierea funcțională a sa. Declanșarea mișcării de rotație a mesei fiind realizată în momentul în care cele trei microsertărașe M_{i1} ... M_{i3} legate în serie sînt acționate de săniile portaxe principale S_1 ... S_4 (pe postul patru de încărcare-descărcare a piesei, nu există o astfel de sanie).

Mașinile de găurit (și frezat) actuale au o construcție diferită de precedenta, fiind dotate cu un cap revolver portscule pentru 6 sau 8 scule cu tendința

Scanned with OKEN Scanner

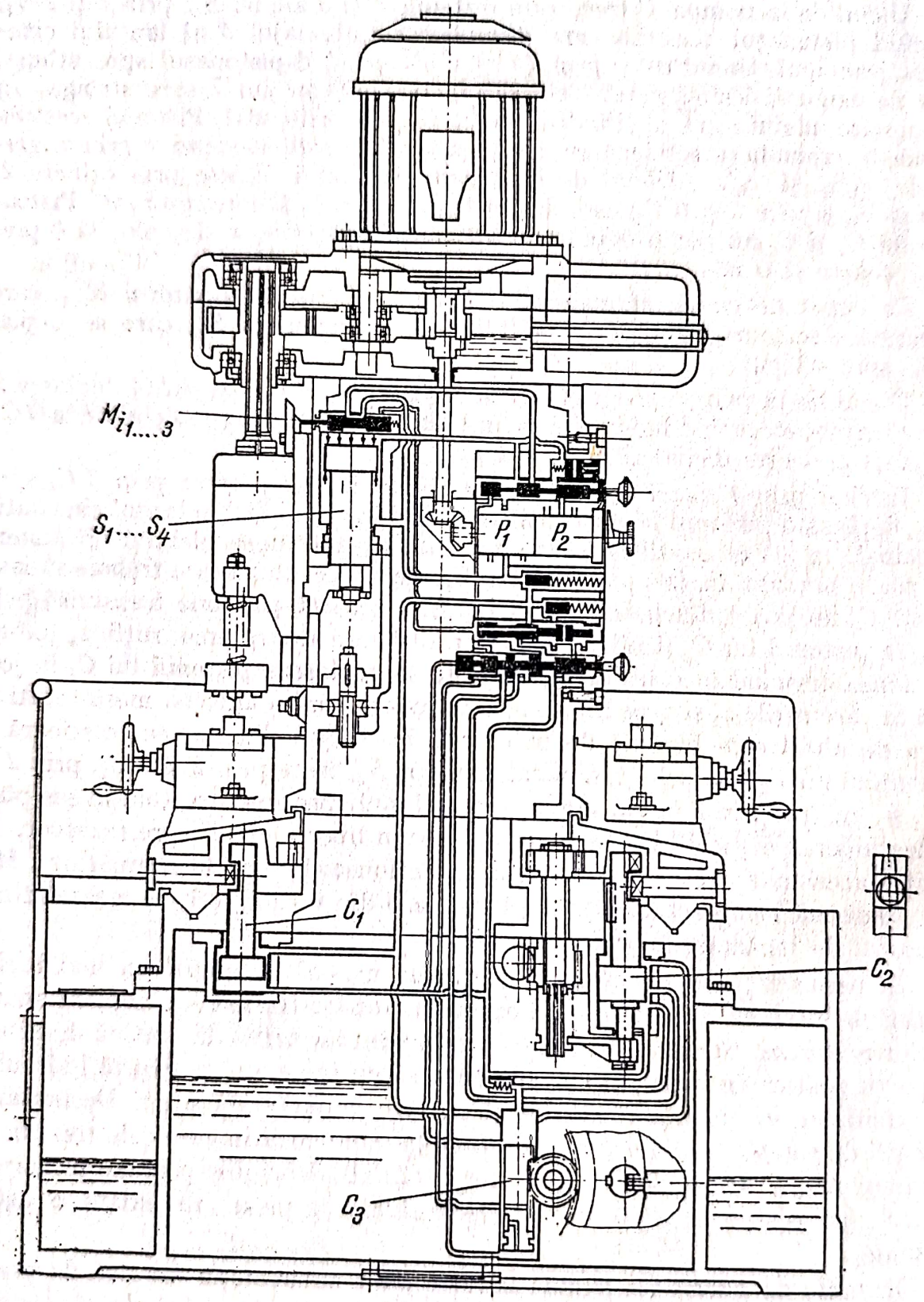


FIG. 9.73. Mașină de găurit și alezat multiaxe verticale cu automatizare hidraulică (Heller)

Scanned with OKEN Scanner

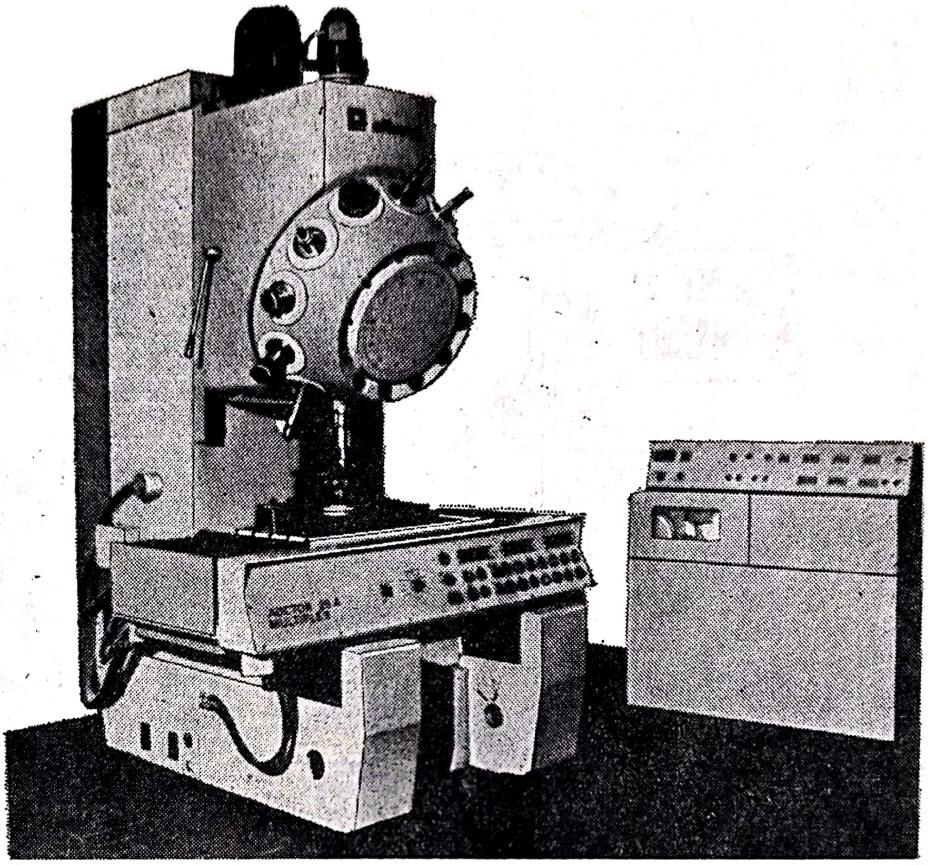


FIG. 9.74. Maşină de găurit, alezat şi frezat cu cap revolver cu 12 scule cu comandă manuală sau numerică Olivetti-AUCTOR 25 A MULTIPLEX.

de mărime a numărului acestora de exemplu la 12 scule (fig. 9.74) şi chiar mai mult.

Aceeaşi tendinţă de utilizare a capului revolver cu mai multe scule se remarcă în construcţia unor maşini grele de găurit şi alezat la care, piesa fiind fixă, poziţionarea sculei se obţine prin deplasarea pe axele x şi y a coloanei şi pe axa z a saniei portscule.

Fig. 9.75 reprezintă o secţiune printr-un cap revolver cu 6 locaşuri port-scule, acţionat hidraulic şi comandat prin microîntrerupători electrici.

Mişcarea de rotaţie pentru antrenarea sculei se transmite de la axul *1* prin roţile dinţate $z_1 \ldots z_4$. Roata z_4 are o gaură cu caneluri, în care axul canelat *2* se poate cupla printr-un cuplaj cu axul *3* cu gaură con morse (v. şi fig. 9.76).

În capătul superior al axului canelat *2*, se află piesa *4*, care pe grosimea sa are o dantură de cremalieră. Cuplarea între axele *2* şi *3* este asigurată de arcul *5*, iar decuplarea, prin rotirea sectorului dinţat *6*, în sus.

Cînd *2* este decuplat din axul *3*, capul *7* port-axe principale poate fi rotit pentru aducerea unui alt ax portscule în poziţia de lucru, antrenarea sa efectuîndu-se prin cuplarea piesei *2* cu noul ax *3*.

Scanned with OKEN Scanner

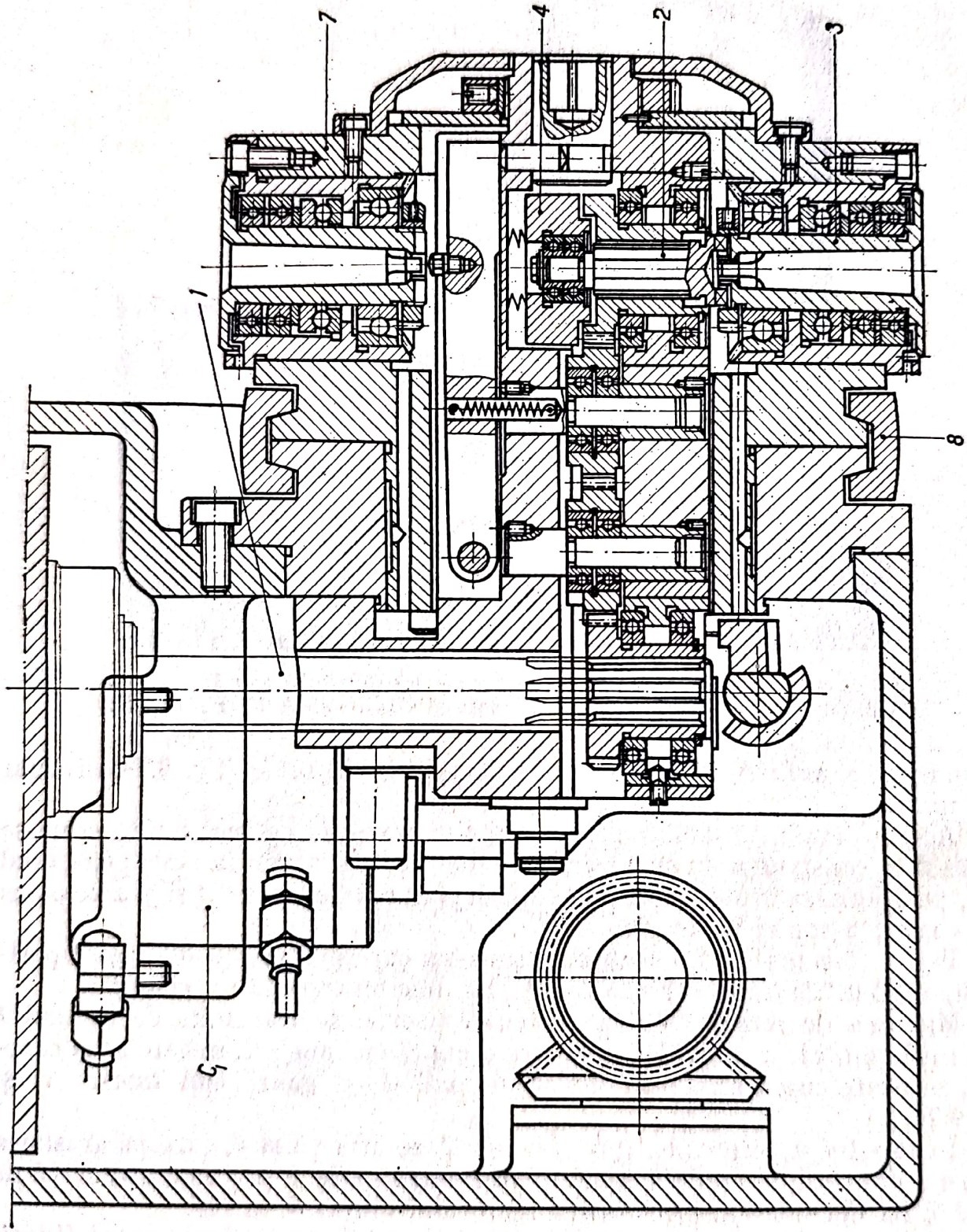


FIG. 9.75. Secțiune printr-un cap multiaxe cu sase scule.

Scanned with OKEN Scanner

Schema acționării capului revolver este redată în fig. 9.76 în care se păstrează aceleași notații.

Impulsul pentru declanșarea alimentării cu o sculă este dat de un microîntrerupător comandat de program (sau manual), care pune sub tensiune electromagnetul E_1 al sertărașului distribuitor S_D. În această poziție, uleiul de la pompa P trece prin *1* și *4* S_D la *1* C_2, efectuînd desindexarea, apoi prin *2* C_2 trece la *1* C_3, deblocînd capul revolver prin deschiderea colierului *8*. Uleiul iese prin *2* C_3 și intră prin orificiul *1* în cilindrul-motor C_1, deplasînd pistonul acestuia spre dreapta.

Solidară cu tija acestuia se află piesa *9*, pe care se află cama *10*, care, în deplasarea sa spre dreapta, ridică tija *11*, rotind sectorul dințat *6*, realizîndu-se decuplarea piesei *2* din *3*. În continuarea deplasării spre dreapta, pîrghia *12* antrenează prin cepii *13* capul revolver de 1/6 rotații.

La sfîrșitul cursei spre dreapta, cama *14* de pe aceeași piesă *9* acționează microîntrerupătorul M_{i1} care pune sub tensiune electromagnetul E_2 al sertărașului S_D. Acesta se deplasează spre stînga, permițînd trecerea uleiului de la C_3 și C_2 spre rezervor (datorită arcurilor interioare), efectuîndu-se indexarea și blocarea capului revolver în noua poziție. Uleiul de la pompă trece prin *1* și *3* S_D la *2* C_1, deplasînd pistonul și piesa *9* spre stînga, la capătul cursei căreia acționează microîntrerupătorul M_{i2} care declanșează ciclul de lucru al unei noi operații.

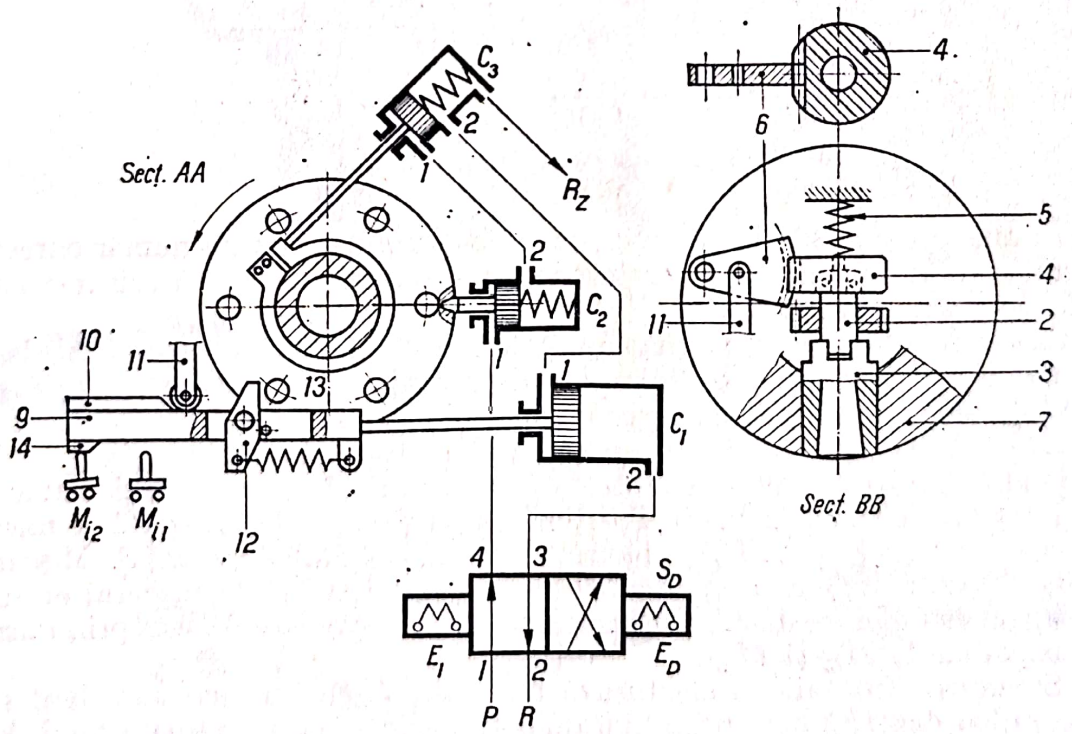


FIG. 9.76. Automatica rotirii capului multiaxe din fig. 9.75.

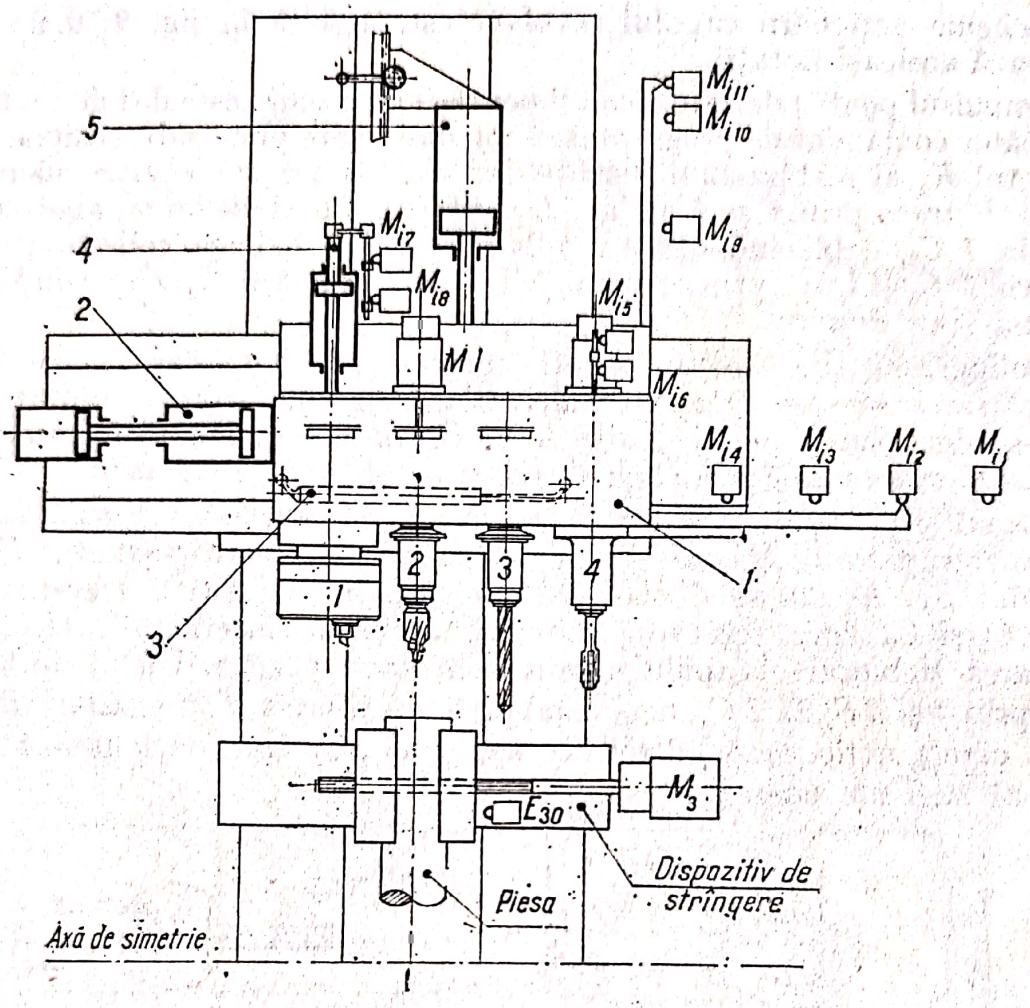


FIG. 9.77. Automatica mașinii de centruit.

În unele cazuri, alimentarea centralizată automată cu un număr oarecare de scule este mai corespunzătoare economic și tehnic a fi făcută printr-o sanie portscule cu mișcare rectilinie.

Ca exemplificare citățm o mașină de centruit și prelucrat capetele de bare. Cele patru capete constau dintr-un cap de strunjire frontală (de la stînga spre dreapta), un burghiu de centrare, un burghiu pentru adîncirea găurii și un tarod.

Cele patru capete port-scule se află pe o sanie *1*, deplasată hidraulic de pistonul cilindrului *2* (fig. 9.77). Poziționarea saniei este determinată de microîntrerupătoarele M_{i1} ... M_{j4} și blocarea de un sistem hidraulic *3*. Mișcarea principală de rotație a primelor trei scule este asigurată de motorul electric M_1, iar pentru filetare de M_2 (cu turație redusă și inversare de sens prin microîntrerupătoarele M_{i5} și M_{i6}).

Strunjirea frontală se efectuează cu capul *1*, cuțitul acestuia deplasîndu-se radial datorită motorului hidraulic *4*, mărimea cursei radiale fiind delimitată de microîntrerupătorii M_{i7} și M_{i8}.

Mișcarea de avans axial a ansamblului este efectuată de motorul hidraulic *5*, mărimea deplasării precum și vitezele de avans și deplasare rapidă fiind comandate de microîntrerupătorii M_{i3} ... M_{i11}.

Necesitatea unui număr mai mare de scule, pentru prelucrarea unor piese complicate, a scos în evidență creșterea rapidă a timpului auxiliar pentru reglarea sculelor, mai ales în cazul unor prelucrări cu toleranțe mai strînse a unor cote determinate de poziția relativă dintre scule.

Astfel la mașinile firmei Hüller (R.F.G.) cu 18 scule pe cap revolver (fig. 9.78) sau cu 6 și 8 scule cu mișcare de translație, cu comandă manuală sau automată după program, cu cartele sau bandă perforată în sistemul

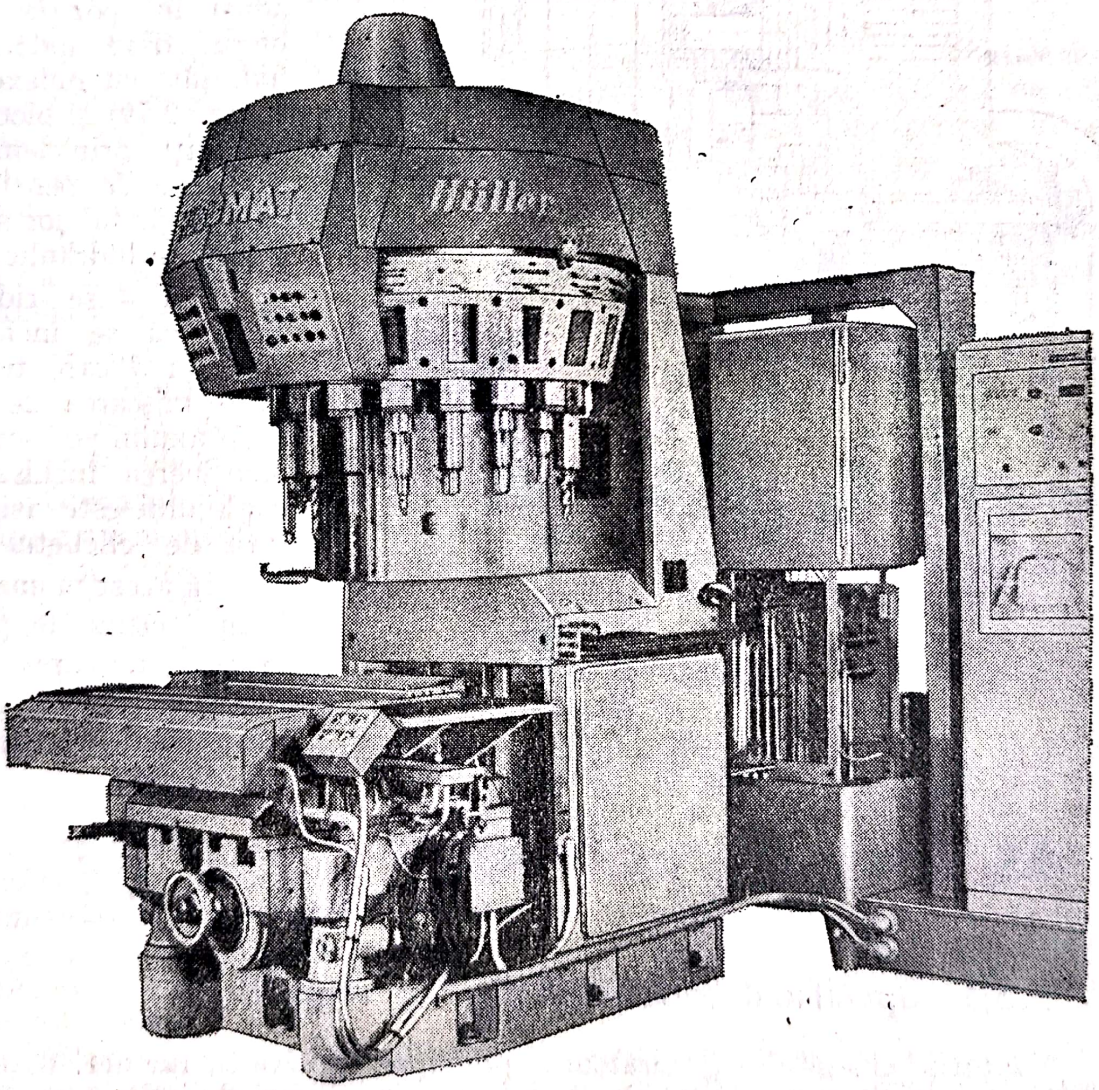


FIG. 9.78. Mașina de găurit și alezat HUBOMAT—Hüller—BA 40/18 LB cu programare manuală sau numerică pe bandă perforată.

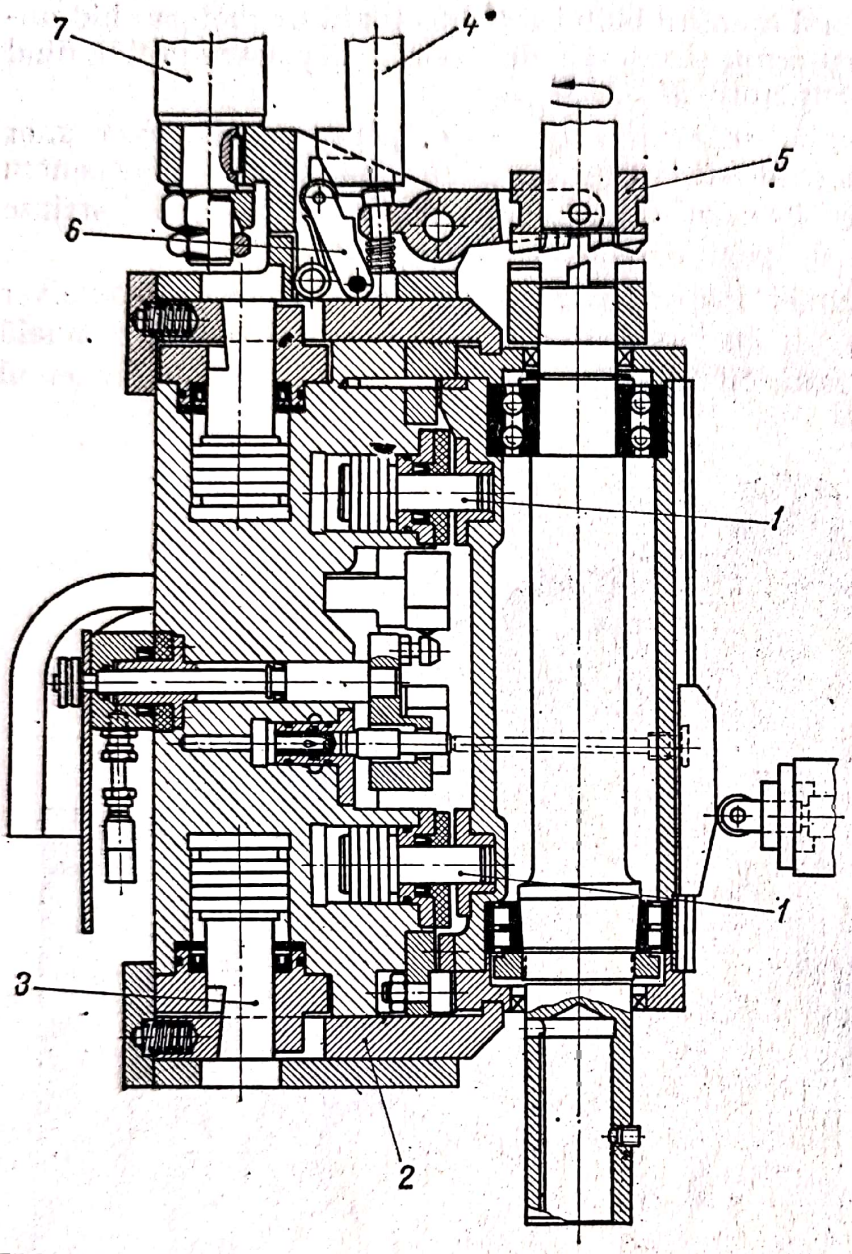


FIG. 9.79. Secțiune prin mecanismul de indexare a tamburului portscule al mașinii din fig. 9.78.

de comandă numeică, dispozitivul portscule (sculele auxiliare) se montează si se prereglează pe niște suporți identici care se montează apoi pe ameburul cap-revolver sau pe sania portscule.

Prin rotirea tamburului revolver, suporții respectivi sînt aduși în poziția de lucru, fiind indexați hidraulic cu indexorii *1* (fig. 9.79) și blocați în poziție prin clemele *2* strînse de penele *3* care la rîndul lor sînt acționate hidraulic.

Tija *4* se ridică astfel că se închide cuplajul *5* care transmite mișcarea de rotație axului portsculă. Menținerea închisă a cuplajului este asigurată de clichetul *6*.

În acest moment, începe ciclul de prelucrare, mișcarea de apropiere rapidă și de avans fiind transmisă prin tija *7*.

9.5. REGLAREA LANȚURILOR CINEMATICE GENERATOARE

9.5.1. Specificul mecanismelor de reglare

Lanțurile cinematice generatoare: principal, de avans, filetare, detalonare, rulare și de copiere, trebuie să furnizeze la capătul de ieșire o mărime reglabilă în anumite limite, mărimea în cauză fiind totdeauna o viteză de rotație

sau de translație. În acest scop, ele sînt dotate cu mecanisme de reglare specifice lanțului cinematic (mecanic, hidraulic, electric etc.), caracterizate și prin posibilitatea de reglare continuă sau în trepte.

Lanțurile cinematice mecanice sînt dotate, în scopul reglării lor, cu roți de schimb, cutii de viteze, de avans, de filetare în cazul reglării în trepte, și cu variatori mecanici continui, mecanisme cu bielă-manivelă, cu culisă oscilantă sau lineale reglabile în cazul reglării continui.

Sistemele hidraulice și cele electrice se caracterizează prin posibilitatea reglării continui a vitezei elementului de la capătul de ieșire al lanțului cinematic.

Combinațiile posibile între lanțurile cinematice mecanice și cele hidraulice sau electrice conduc la obținerea unei reglări care ar putea fi denumită continuă — în trepte, deoarece domeniul de reglare dintre două trepte consecutive poate fi reglat continuu.

În lanțurile cinematice generatoare, predomină lanțurile cinematice mecanice avînd ca elemente de reglare un număr mai mare sau mai mic de angrenaje ale căror combinație, prin rapoartele lor de transmitere, permit obținerea unui număr corespunzător de turații astfel că, prin ultimul mecanism al lanțului, se transformă aceste turații în viteze circulare sau rectilinii.

Reglarea lanțului cinematic, în acest caz, constă în realizarea introducerii în fluxul cinematic a anumitor angrenaje. După cum se știe, această operație auxiliară poate fi făcută prin:

— înlocuirea roților de schimb;
— acționarea unor cuplaje;
— deplasarea baladorilor;
— acționarea unor ambreiaje.

Operațiile în cauză se caracterizează, din punct de vedere al productivității mașinii-unelte, prin timpul necesar efectuării lor.

Înlocuirea roților de schimb impune oprirea lanțului cinematic respectiv (în genere, oprirea completă a mașinii-unelte) și efectuarea unei operații suficient de greoaie și cu mare consum de timp auxiliar.

Acționarea cuplajelor (cu dinți) și a baladorilor necesită reducerea vitezei de rotație a lanțului cinematic, fără oprirea sa, oprire care poate uneori împiedica efectuarea „schimbării turației" cum este denumită în general această operație. Timpul auxiliar consumat în acest caz este mult mai redus decît în cazul precedent, operația efectuîndu-se mult mai ușor.

Ambreiajele de fricțiune permit acționarea lor la oricare turație (dacă limitarea acesteia nu este impusă de uzura prematură a lamelelor de fricțiune), ceea ce asigură o modificare foarte rapidă a turației, în același timp operația fiind și comodă. Aceste calități ale ambreiajelor a făcut posibilă automatizarea operației auxiliare de schimbare a turațiilor cutiilor de viteze și de avansuri.

Elementele de reglare ale mecanismelor mecanice, hidraulice sau electrice cu variație continuă, ca variatorii de fricțiune, variatorii hidraulici, pompele și motoarele reglabile, droselele ca și aparatajul electric de reglare

Scanned with OKEN Scanner

a motoarelor de curent continuu pot fi acționate, ca și ambreiajele cu lamele, fără măsuri speciale, la trecerea de la o turație la alta sau de la o viteză la alta pe traiectorii rectilinii.

Tot în cadrul posibilității de reglare continuă a unor lanțuri cinematice mecanice, se încadrează mecanismele cu bielă-manivelă, culisă oscilantă și linealele reglabile. Utilizate pe scară mai restrînsă, acestea pot realiza reglarea cu un consum mai mare sau mai mic de timp și cu o manoperă mai comodă sau mai greoaie, funcție de concepția mecanismului de acționare a reglării acestora.

9.5.2. Modalități de acționare pentru reglarea lanțurilor cinematice generatoare

Operația auxiliară de reglare a lanțurilor cinematice generatoare poate fi efectuată prin diferite moduri de acționare și comandă, încadrate în cele cinci grupe:

— acționare manuală individuală;
— acționare manuală centralizată;
— acționare cu comandă manuală;
— acționare cu comandă programată și
— acționare cu comandă autoadaptativă.

Condiții determinate de posibilitățile de acționare și comandă a mecanismelor de reglare ca și cele de eficiența economică impun utilizarea numai anumitor moduri de acționare pentru unele lanțuri cinematice.

Astfel, mecanismele reglabile prin roți de schimb, ca și cele posedînd cuplaje (cu dinți) sau baladori, se pretează foarte greu sau chiar de loc la automatizare. Pe de altă parte, în unele lanțuri cinematice, ca cele de filetare, rulare etc., nu pot fi admise decît legături cinematice rigide, deci numai mecanice, dar din care se exclud cele care folosesc în sistemele de reglare mecanisme de fricțiune (variatori, ambreiaje etf.).

Eficiența economică a reglării lanțurilor cinematice generatoare nu permite automatizarea acestora, dacă această operație auxiliară trebuie efectuată rar, la intervale mari de timp, caz în care timpul auxiliar consumat afectează foarte puțin productivitatea mașinii-unelte.

Datorită cauzelor enumerate se poate considera că:

— acționarea manuală individuală are aplicabilitate la toate lanțurile cinematice generatoare, fiind specifică reglării lanțurilor cinematice de filetare, rulare, detalonare etc.;

— acționarea manuală centralizată este utilizată pentru reglarea lanțurilor cinematice principale și de avans, ca și la reglarea cutiilor de filete ale strungurilor normale;

— acționarea cu comandă manuală și cu comandă programată sînt specifice pentru mecanizarea și automatizarea reglării lanțurilor cinematice principale și de avans;

Scanned with OKEN Scanner

— acționarea cu comandă autoadaptativă pentru reglarea aceloraşi lanțuri cinematice are momentan o aplicație relativ restrînsă, vizînd menținerea constantă a vitezei de așchiere la strunjirea suprafețelor plane sau conice, menținerea constantă a vitezei de avans în procesul de copiere. În acest domeniu există actualmente preocupări privind menținerea constantă a forței de așchiere care nu au depășit încă fazele de studii și experimentări pentru a asigura o utilizare curentă economică în procesul de producție.

9.5.3. Acționarea manuală individuală

Înlocuirea roților de schimb pentru reglarea unor lanțuri cinematice are două aspecte distincte după cum aceasta se referă la lanțul cinematic principal sau de avans, sau la alte lanțuri cinematice.

După cum se știe, în primul caz, turațiile și deci și rapoartele de transmitere sînt în serie geometrică, ceea ce permite obținerea ușoară a unei distanțe constante între axe, roțile de schimb fiind în număr egal cu numărul rapoartelor de transmitere (cu excepția cazului în care există și raportul 1/1), putînd fi puse în angrenare direct, fără necesitatea unei roți intermediare.

Roțile se montează pe arbori canelați sau cu pană (fig. 9.80) pe care sînt menținute printr-un șurub, piuliță sau un bosaj al capacului de protecție.

În cazul celorlalte lanțuri cinematice (de filetare, rulare etc.), rapoartele de transmitere, nefiind în serie geometrică și necesitînd pentru realizarea lor mai mult de o pereche de roți dințate, impune folosirea unor lire de forme diferite.

Operația de montare și demontare a roților de schimb este în primul caz destul de ușoară și fără necesitatea unor calcule, modul de combinare și de așezare a acestora fiind indicate în tabele fixate chiar pe capacul de protecție, în timp ce montarea roților de schimb în celelalte cazuri necesită, pe lîngă calcule laborioase și o manoperă mai dificilă, și cu consum mare de timp auxiliar. La strungurile universale, reglarea lanțului cinematic de filetare trebuie făcută frecvent, din care cauză s-au creat *cutii de filetare* la care printr-o acționare manuală a unor manete se obține raportul de transmitere necesar realizării pasului filetului dorit.

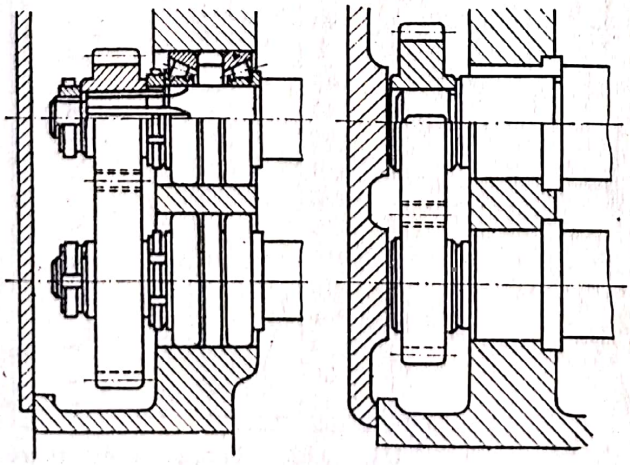


FIG. 9.80. Modalități de fixare a roților de schimb.

Aceeași cauză, micșorarea timpului auxiliar pentru reglarea lanțului cinematic principal sau de avans, a dus la crearea cutiilor de viteze, la care, schimbarea turației constă în acționa-

rea manuală a unui număr oarecare de manete, dispuse la exteriorul acestor cutii.

Cu ajutorul fiecărei manete se deplasează un balador sau se acționează un cuplaj sau un ambreiaj, ceea ce schematic s-ar putea reprezenta ca în fig. 9.81, în care prin B s-a notat mecanismul de menținere a manetei în poziția mutată. Obținerea unei anumite turații implică manevrarea mai multor manete care trebuie aduse în anumite poziții în conformitate cu o tabelă indicatoare (fig. 9.82).

Operația de reglare a lanțului cinematic se efectuează în acest caz printr-o acționare manuală individuală, adică a fiecărui angrenaj în parte, în conformitate cu programul materializat prin tabela indicatoare.

Deplasarea elementului mobil E, care asigură schimbarea turației, se face cu ajutorul unor furci F (fig. 9.83), acționate cu maneta M prin intermediul axului A. Furca F posedă două piese P de bronz, care pătrund în canalul strunjit și rectificat al elementului E. Menținerea în poziție a manetei M este realizată prin sistemul de indexare-blocare constituit din arcul și bila B.

Pietrele P pot fi prizmatice sau sub formă de disc. La mașinile-unelte grele, la care și roțile sînt mai mari, se folosesc, în loc de pietre, rulmenți. Pentru construcțiile ușoare se folosește o furcă cu un singur braț ca în fig. 3.154.

Datorită dispoziției axelor cutiilor de viteze (sau de avans) și a necesității ca manetele de comandă să fie cît mai centralizate și la îndemîna muncitorului, legătura dintre manetă și furcă se face prin mecanisme cu pîrghii, cremaliera-pinion etc., ca de exemplu în construcția din fig. 9.85 în care cu maneta M și sectorul dințat S se acționează cremaliera C a furcii F.

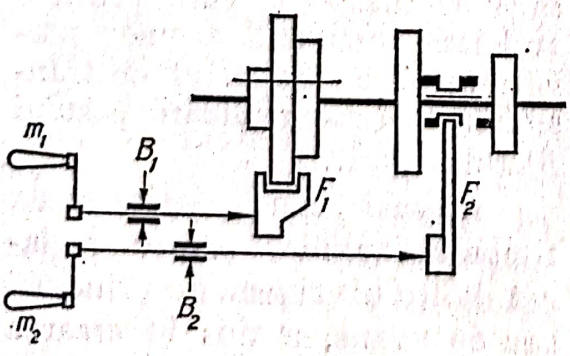


FIG 9.81. Schemă pentru schimbarea turațiilor prin acționare manuală.

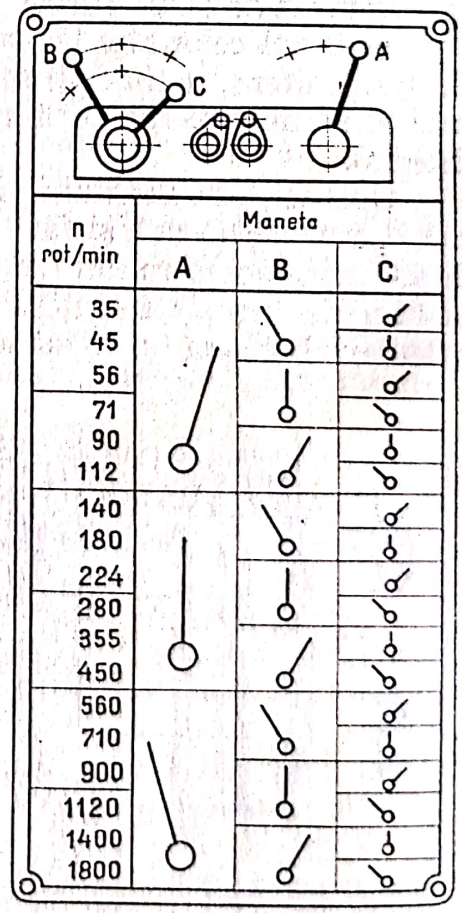


FIG. 9.82. Tabelă indicatoare pentru schimbarea turațiilor.

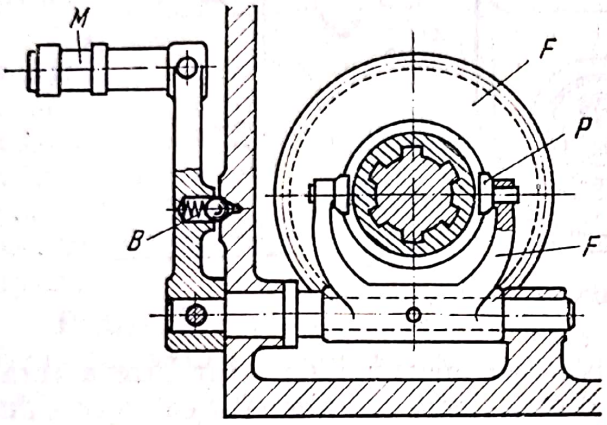


FIG. 9.83. Mecanism pentru acționarea manuală a baladorilor.

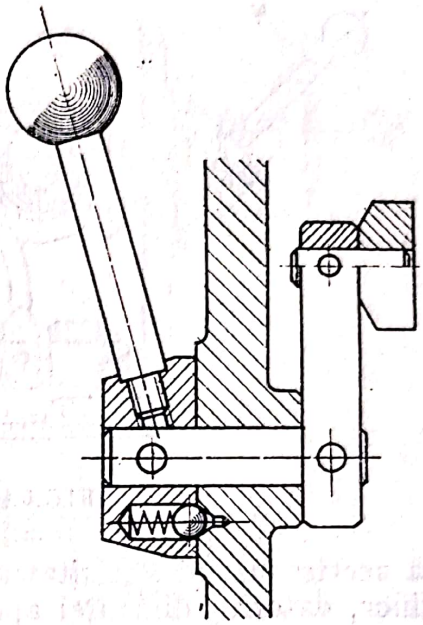


FIG. 9.84. Alt tip de mecanism pentru acționarea manuală a baladorilor.

În alte cazuri, sînt necesare construcții mai complicate, ca aceea din fig. 9.86 în care cu maneta M se acționează angrenajul z_1, z_2. Roata conică z_2 este solidară cu cama k, astfel că, prin rotirea roții z_2 și a camei k, se obține rotirea brațului A, a cărui piatră P deplasează elementul E (bloc balador, cuplaj sau ambreiaj).

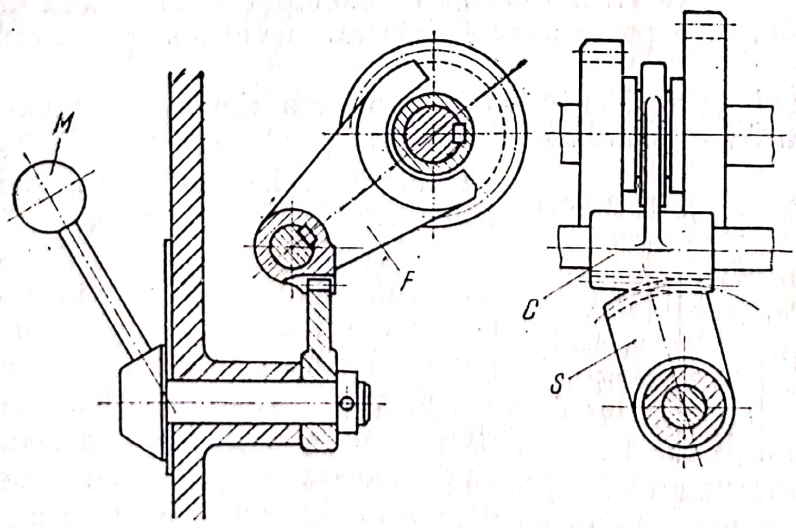


FIG. 9.85. Mecanism cu pinion-cremalieră.

Reglarea lanțurilor cinematice principale și de avans prin acționare manuală individuală este aplicată mașinilor-unelte, la care timpul auxiliar necesar acestei operații influențează puțin productivitatea acestora, ca de exemplu la mașinile-unelte mari și grele la care schimbarea turațiilor se face rar în timpul prelucrării piesei. Totuși chiar

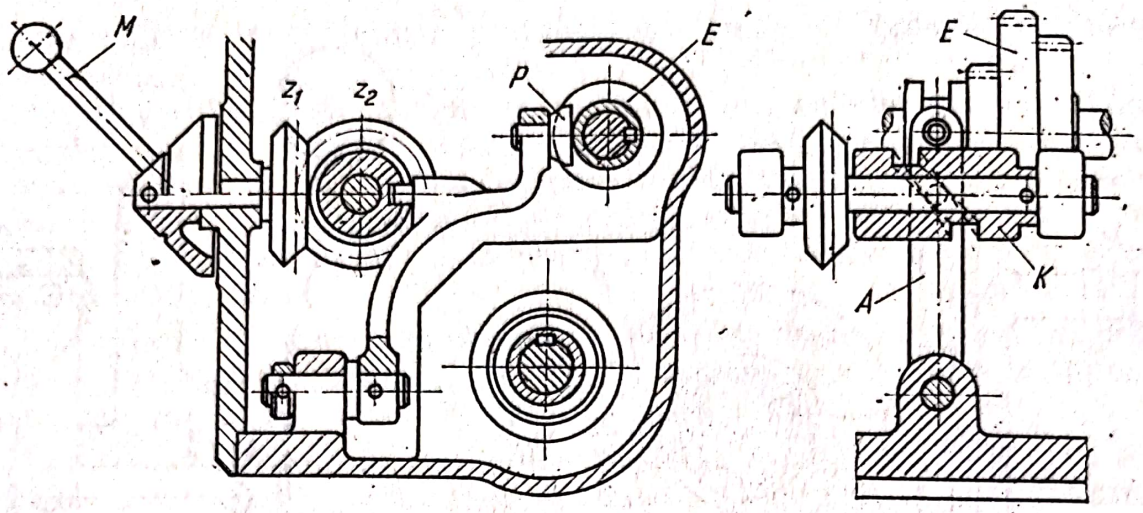


FIG.9.86. Mecanism cu camă cilindrică.

la aceste mașini necesitatea telecomandării operației de schimbare a turațiilor, datorită distanței apreciabile dintre locul de observația procesului de așchiere și manetele de schimbare a turațiilor a condus la aplicarea acționării manuale centralizate sau a celei cu comandă manuală.

9.5.4. Acționarea manuală centralizată

Schimbarea turațiilor prin acționarea manuală, individuală, pe lîngă timpul auxiliar apreciabil consumat, poate duce și la cuplări greșite, datorită lipsei de atenție sau a obosirii operatorului uman, soldate cu deteriorarea sculelor sau a piesei și chiar cu accidente de muncă. Astfel în cazul strungului a cărui tabelă de schimbare a turațiilor este dată în fig. 9.82, deplasarea manetei I din stînga în dreapta are ca efect trecerea de exemplu de la turația de 38 rot/min la aceea de 600, care poate avea ca urmare aruncarea piesei din universal.

Prevenirea unor astfel de accidente, ca și reducerea timpului auxiliar, pot fi obținute printr-o *acționare manuală centralizată*, caz în care muncitorul efectuează schimbarea turației manevrînd *o singură manetă*.

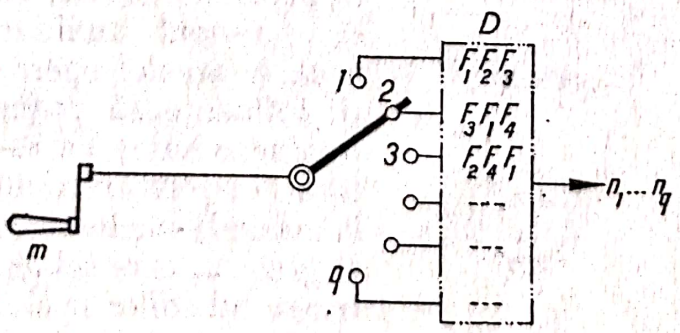


FIG. 9.87. Schemă pentru acționare manuală centralizată.

Centralizarea acționării se realizează folosind cele mai diferite mecanisme *D* (came, pîrghii etc.) într-o combinație care să permită deplasarea baladorilor sau a cuplajelor atunci cînd maneta *m* (fig. 9.87) este deplasată în una din pozițiile 1 ... *q* indicate pe un panou.

Fig. 9.88 exemplifică o astfel de construcție pentru acționarea a doi baladori B_1 și B_2 cu ajutorul manetei m, care poate fi deplasată în canalele panoului P.

Deplasarea manetei în plan vertical, de exemplu din poziția *3* în *4*, are ca efect deplasarea axială a tijei T, iar rotirea manetei în plan orizontal, în lungul canalului din panoul P, rotirea aceleiași tije T.

Pe tija T se află o cremalieră circulară C_c și un pinion lung z_a. La deplasarea verticală a manetei, și deci și a tijei T, cremaliera C_c acționează prin pinionul z furca F_1 care posedă cremaliera C_1. La rotirea aceleaiași manete în plan orizontal, se rotește pinionul z_a care prin angrenajele $z_b \dots z_e$ acționează furca F_2.

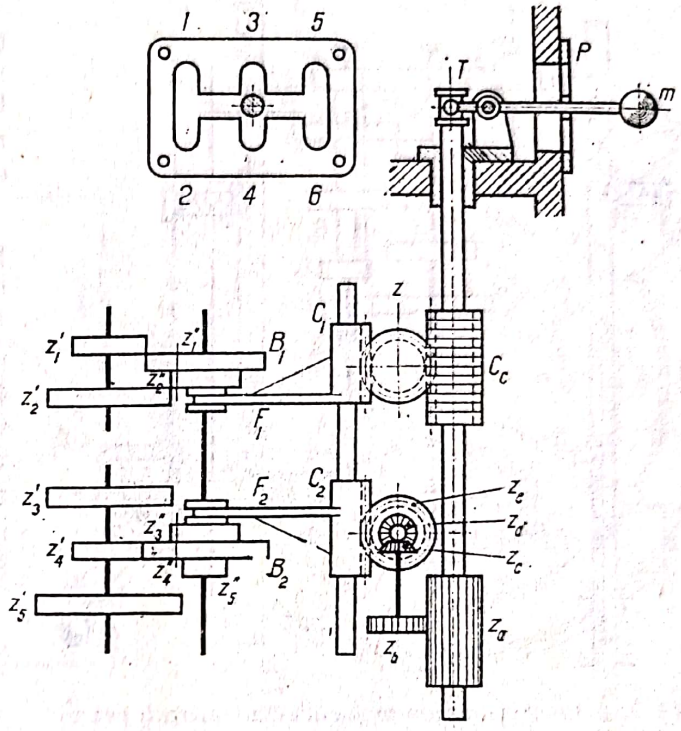


FIG. 9.88. Exemplu de mecanism pentru acționarea manuală centralizată a schimbării turațiilor unei cutii de viteze.

În situația din figură, maneta se află în canalul orizontal, în dreptul canalului vertical *3—4*. Ca urmare B_1 este decuplat iar B_2 angrenează prin roțile z_4' și z_4''. Deplasarea manetei în sus (poz. 3) asigură angrenarea roților $z_1'z_1''$, iar în jos (poz. *4*, a roților z_2' și z_2''.

Mecanismul acesta, printre primele apărute, nu poate asigura decît șase turații, ceea ce pentru mașinile-unelte actuale în genere este nesatisfăcător, în afara faptului că panoul P prin canalele sale, practicate în cutia de viteze, nu asigură etanșarea acesteia.

O construcție care elimină inconvenientele citate este schematizată în fig. 9.89. Maneta m se poate roti în jurul axei O_1 a casetei K. Dar tot cu maneta m se poate roti caseta K în jurul axei O_2. Funcționarea mecanismului este mult asemănătoare precedentului. Astfel rotind maneta m în jurul axei O_1, se deplasează cremaliera circulară C_c, care prin pinionul z_1 și un tren de angrenaje acționează cremaliera C_1 a tijei T_1 pe care se află furca F_1 a baladorului B_1. Rotind caseta K, aceasta, prin pinionul z_2 cu care este solidară, deplasează cremaliera C_2 a tijei T_2 pe care se găsește furca F_2 a baladorului B_2. Întrucît B_1 are două roți, iar B_2, patru, se obțin 8 turații, care sînt indicate pe discul P. Poziționarea baladorilor și menținerea acestora în poziția corespunzătoare este asigurată de bile cu arc care intră în niște crestături de pe cele două tije.

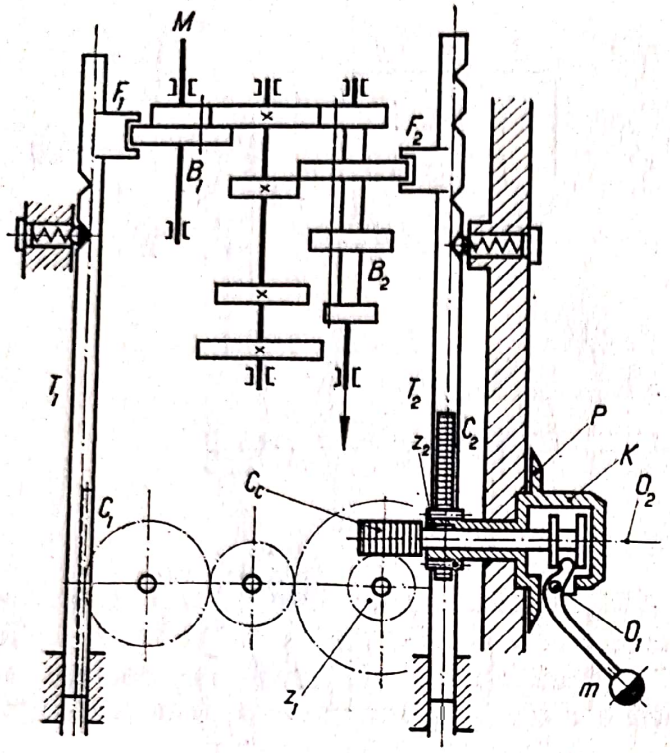


FIG. 9.89. Acționarea manuală centralizată pentru schimbarea turațiilor cutiei de viteze a unei mașini de găurit.

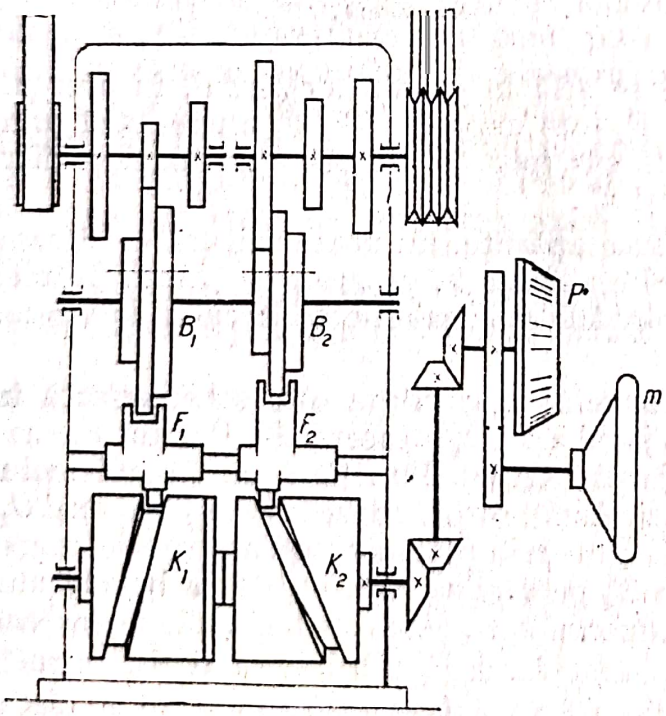


FIG. 9.90. Cutia de viteze a unui strung, cu schimbarea turațiilor manuală centralizată, utilizînd mecanisme cu came.

Utilizarea camelor cilindrice permite obținerea centralizării unui număr mai mare de turații. O exemplificare pentru obținerea a nouă turații la un strung este dată în fig. 9.90.

Camele plane, combinate, permit realizarea centralizării unui număr mare de turații, ca în exemplul din fig. 9.91, în care se acționează patru baladori dubli, obținîndu-se 16 turații. Cele trei came plane cu canale $K_1 \ldots K_3$ sînt în legătură prin angrenajul z_1/z_2. Cama K_1 comandă blocurile B_1 și B_2, iar K_2 și K_3, blocul B_3, respectiv B_4.

Strungul SN-300 posedă o centralizare parțială a acționării blocurilor cutiei de viteze, acționare care se efectuează cu maneta M (fig. 9.92), de care este solidarizat discul P. Pe acesta se află înscrise cîte 6 turații pe patru cercuri concentrice, turațiile citindu-se în vizorul V.

Funcțional, prin rotirea manetei M (fig. 9.93), se acționează angrenajul z_1/z_2. Un cep C montat excentric pe roata z_2 asigură, printr-un mecanism cu piatră și culisă, deplasarea furcii F_1 și a blocului B_1 în două poziții distincte (stînga, dreapta.) Solidară cu roata z_2, se află și cama K, care prin intermediul unor pîrghii deplasează furca F_2 și baladorul B_2 în trei poziții obținîndu-se astfel $2 \times 3 = 6$ turații indicate pe unul din cele patru cercuri ale tamburului P. Trecerea la turațiile de pe alt cerc se realizează cu ajutorul altor manete de pe cutia de viteze.

Scanned with OKEN Scanner

FIG. 9.92. Acționarea manuală centralizată a schimbării turațiilor la strungul SN-300. →

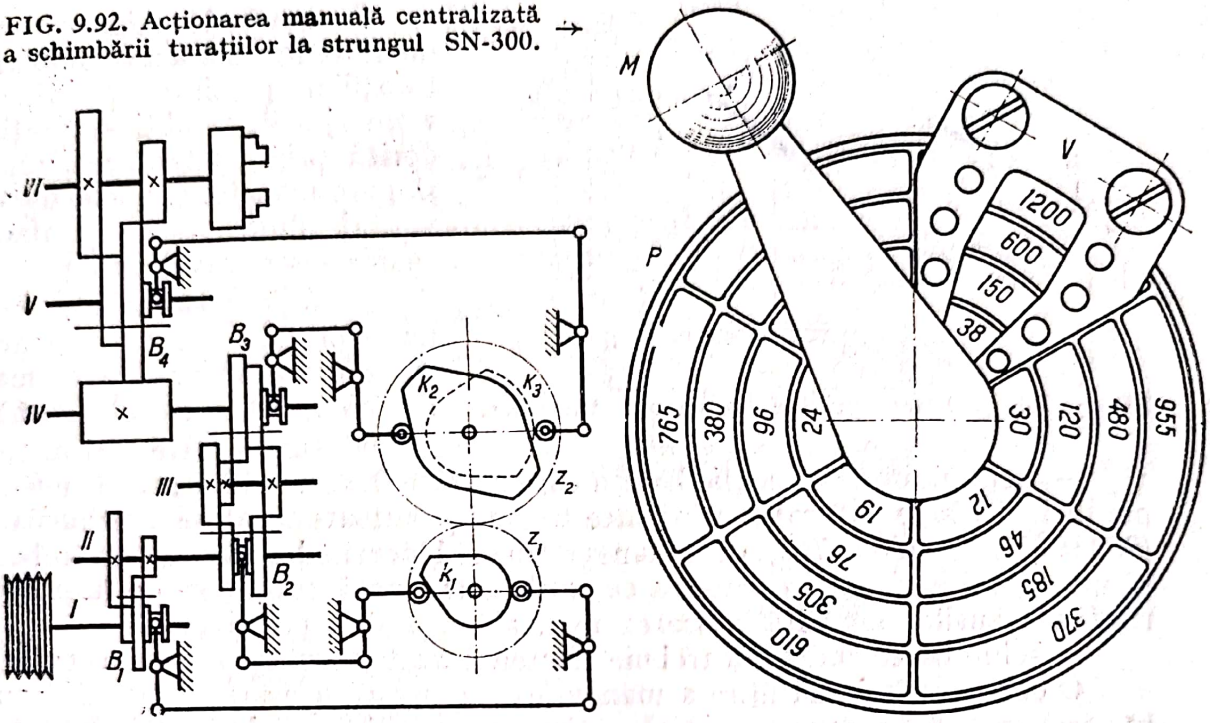


FIG. 9.91. Folosirea camelor plane în acționarea manuală centralizată.

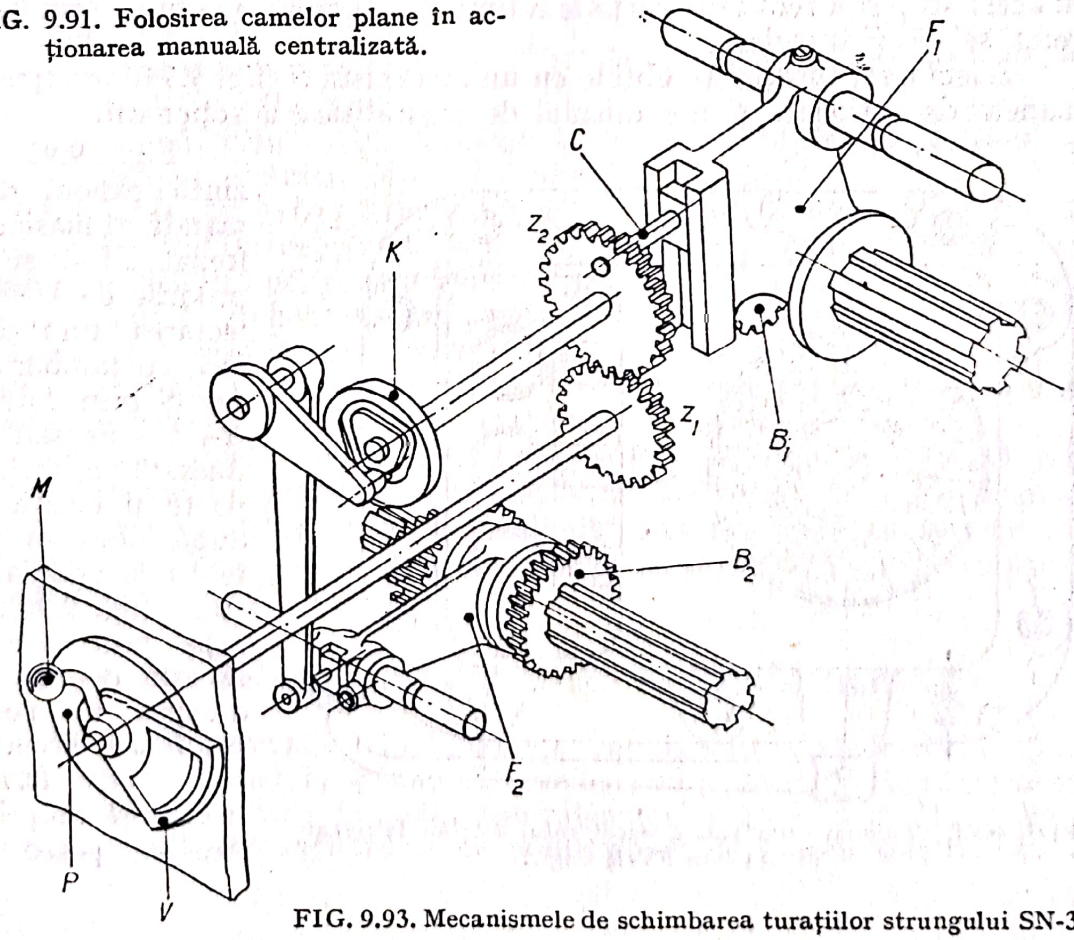


FIG. 9.93. Mecanismele de schimbarea turațiilor strungului SN-300.

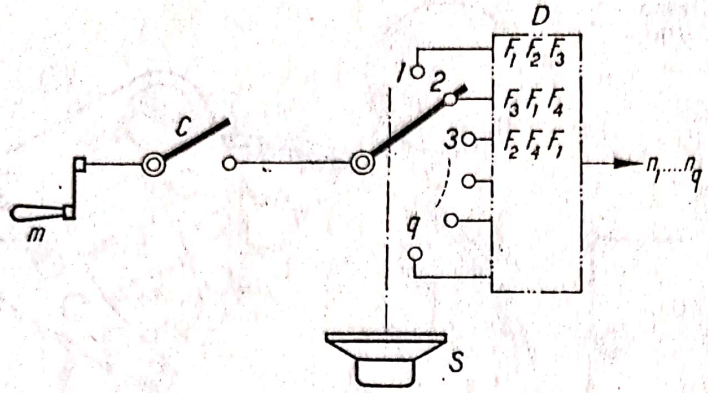


FIG. 9.94. Schemă privind selectarea turațiilor.

Sistemele de acționare manuală centralizată a schimbării turațiilor prezintă, pe lîngă avantajul de a obține turația dorită prin manevrarea unei singure manete, și unele dezavantaje dintre care (în afara celor constructive) citățm:

— acționarea manetei cere un efort cu atît mai mare cu cît mecanismul este mai complex, deci cu cît numărul de turații este mai mare;

— trecerea de la o turație la alta care nu este imediat alăturată, de exemplu de la 1 200 la 610 rot/min, se face trecînd prin toate turațiile intermediare (955 și 370 sau 955 și 765), deci manevrîndu-se blocurile baladoare care trebuie să intre și să iasă din angrenarea cu roțile corespunzătoare, ceea ce în majoritatea cazurilor necesită mișcarea manuală a axului principal;

— schimbarea turațiilor trebuie efectuată cu motorul oprit (sau decuplat).

O oarecare îmbunătățire a manevrării, în sensul ușurării efortului depus în acest scop și a reducerii parțiale a timpului auxiliar, se obține prin introducerea *selectării* turației.

Selectarea turației se obține cu un mecanism S (fig. 9.94) interpus între maneta de acționare și mecanismul de centralizare a acționării.

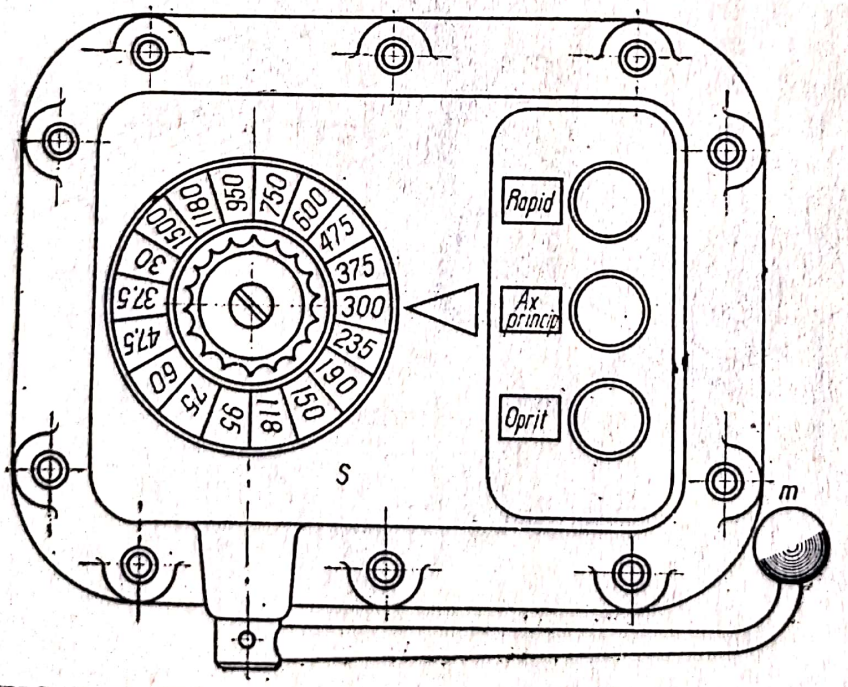


FIG. 9.95. Vederea exterioară a selectorului mașinii de frezat FU-1 (sau FV-1) Cugir.

Fig. 9.95 reprezintă panoul de comandă al mașinilor de frezat FU-1 și FV-1 produse de UMC. Selectarea turațiilor se face cu tamburul gradat S prin rotire într-un sens sau altul. Această operație nu poate fi făcută decît după aducerea manetei m în poziția punctată (fig. 9.96), operație prin care axul A este deplasat spre dreapta, ax pe care sînt fixate discurile D_1 și D_2, care formează selectorul propriu-zis. Acestea posed găuri

care permit cepilor C' și C'' ale tijelor T' și T'' să treacă sau nu prin ele.

După efectuarea selectării, adică al rotirii ansamblului de discuri, se manevrează maneta m din poziția punctată în poziția inițială, acțiune prin care axul A împreună cu discurile sînt deplasate spre stînga.

În cazul din figură, în dreptul cepului C'', nu există gaură în discul D_1. Astfel că el este împins spre stînga, comprimînd arcul din tija T'' pe care o deplasează de asemenea spre stînga. Datorită pinionului z și cremalierelor celor două tije, tija T' este deplasată spre dreapta, astfel că cepul său C' poate trece prin cele două găuri ale discurilor. Se obține astfel deplasarea spre extrema dreaptă a furcii F al baladorului B.

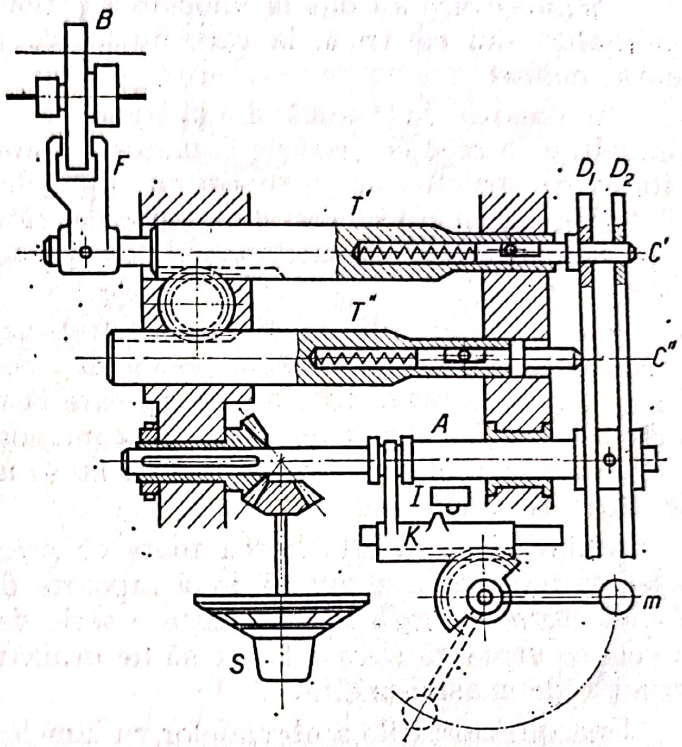


FIG. 9.96. Schema de funcționare a selectorului mașinilor de frezat.

Dacă în D_2 nu există gaură în dreptul cepului C' (dar există gaură în discul D_1 în dreptul cepului C''), atunci furca F și baladorul său ocupau poziția mijlocie. În fine, pentru lipsa de gaură în D_1 în dreptul lui C' și existența de găuri în ambele discuri pentru C'', furca este deplasată în stînga.

După cum rezultă, prin selectare, trecerea de la o turație la alta nu implică manevrarea baladorilor pentru toate turațiile intermediare ci numai a discurilor selectoare D, a căror manevrare este foarte ușoară.

Problema trecerii baladorilor peste roțile cu care angrenează apare numai în momentul acționării manetei m și este rezolvată prin punerea în mișcare a tuturor angrenajelor cutiei de către motorul electric, pentru scurt timp, de către microîncărcătorul I acționat de o camă K de pe cremaliera pusă în mișcare de maneta m.

9.5.5. Schimbarea turațiilor cu comandă manuală

Schimbarea manuală a turațiilor devine obositoare cînd trebuie făcută frecvent, cum se întîmplă la mașinile-unelte mici și mijlocii. Ea poate deveni însă deosebit de dificilă în cazul mașinilor-unelte grele, atît din punct de vedere al obosirii muncitorului cît și din punct de vedere constructiv.

Aceste cauze au dus la înlocuirea acționării manuale, printr-o acționare hidraulică sau electrică, la care numai comanda intrării în funcțiune este dată manual.

Acționarea hidraulică a cuplajelor cu dinți și a baladorilor prezintă dificultăți în ceea ce privește cuplarea acestora. Totuși baladorii, prin simplicitatea construcției lor în raport cu cuplajele cu dinți (ghiare) și prin posibilitatea realizării a 3 și chiar 4 rapoarte de transmitere, în comparație cu numai 2 posibile în cazul cuplajelor, sînt folosiți destul de mult în construcția de mașini unelte.

Sistemul hidraulic pentru acționarea baladorilor constă (fig. 9.97) dintr-un motor hidraulic cilindru-piston M_H comandat manual prin inversorul I sau prin sertărașul distribuitor S_D care la rîndul său poate fi acționat manual sau prin electromagnetul E, la comanda dată prin butonul B.

Acționarea electrică a baladorilor nu se utilizează din cauza dificultăților de obținere a cuplării.

Ambreiajele cu lamele, cu toate că prezintă unele desavantaje față de baladori (obținerea a numai două rapoarte de transmitere, construcție complicată, uzură mare etc.,) prezintă o serie de calități, care vor fi remarcate în cele ce urmează și care le fac să fie utilizate din ce în ce mai mult în construcția de mașini-unelte.

Una din calitățile ambreiajelor cu lamele constă în faptul că pot fi acționate mecanic, hidraulic, electric sau pneumatic, simplificînd în unele cazuri construcția sistemului de comandă. Cea mai importantă calitate a acestora rezidă în faptul că trecerea de la un raport de transmitere la altul se poate

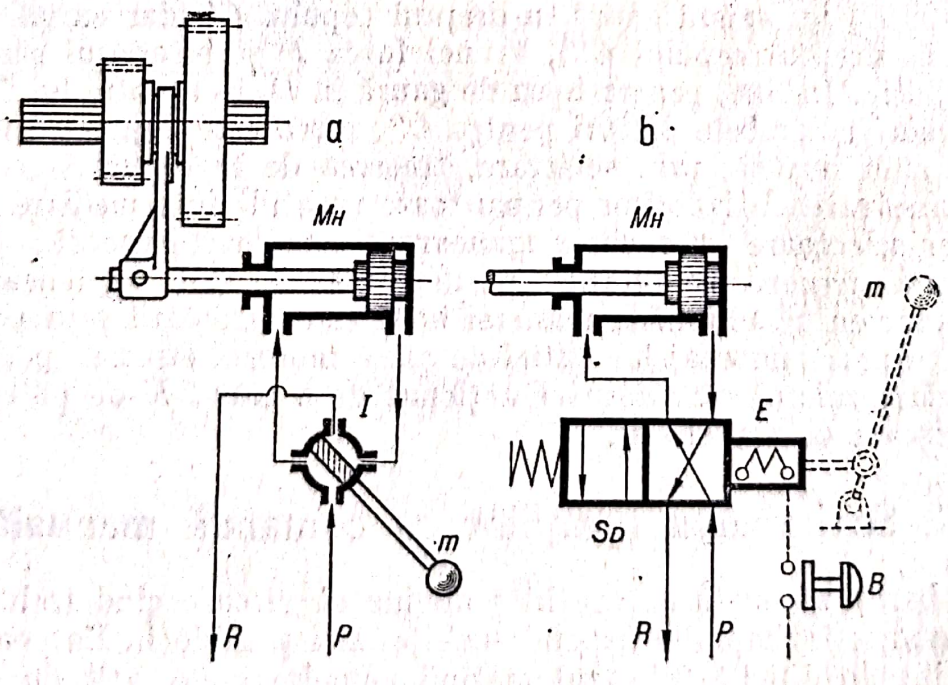


FIG. 9.97. Acționarea hidraulică a baladorilor.

face aproape instantaneu, nefiind necesară oprirea motorului lanțului cinematic în cauză.

Acționarea hidraulică a ambreiajelor cu lamele poate fi de tipul cu motor hidraulic separat, ambreiajul propriu-zis fiind un ambreiaj obișnuit, sau cu ambreiaje de construcție specială care se remarcă prin spațiul mic pe care îl ocupă.

Acționarea electrică se aplică numai ambreiajelor special construite în acest scop.

Acționarea hidraulică sau electrică (pneumatică, mai rar folosită) a lanțurilor cinematice pentru schimbarea turațiilor permite introducerea selectării acestora și chiar a *preselectării* turațiilor.

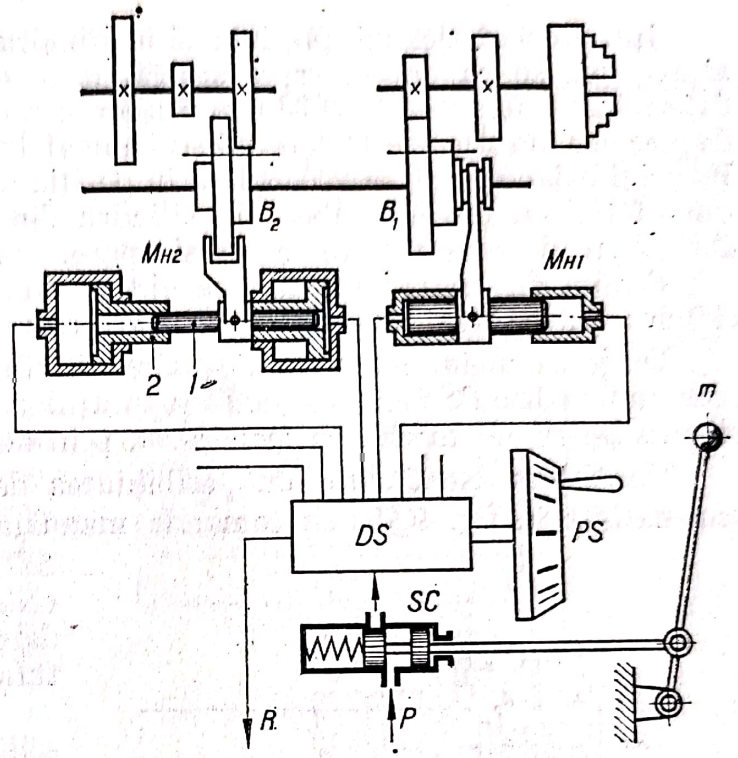


FIG. 9.98. Acționarea hidraulică a baladorilor cu preselectare și comandă manuală.

După cum s-a menționat, selectarea turațiilor în cazul acționării manuale, nu poate fi făcută decît cu mașina oprită (sau numai a lanțului cinematic în cauză), ceea ce înseamnă un consum de timp auxiliar de mărime oarecare.

Preselectarea înseamnă efectuarea selectării în timpul în care mașina-unealtă funcționează, comanda de schimbare a turației dîndu-se fără a fi necesară oprirea motorului, trecerea de la o turație la alta avînd loc aproape instantaneu, timpul auxiliar necesar fiind practic aproape nul, în special în cazul ambreiajelor cu lamele.

În cazul baladorilor, acest timp auxiliar este ceva mai mare, datorită dificultăților caracteristice baladorilor de a intra în angrenare.

Fig. 9.98 schemtaizează principiul de funcționare a unui sistem hidraulic pentru acționarea unor baladori.

Baladorul dublu B_1 este acționat de motorul hidraulic M_{H1}, într-un sens sau altul prin deplasarea pistoanelor plonjoare ale sale. Baladorul triplu B_2 necesită un motor hidraulic M_{H2} de construcție mai complicată, posedînd pe lîngă cele două pistoane plonjoare *1* și două pistoane libere *2*.

În situația din schemă, datorită faptului că cilindrul din dreapta este pus în legătură cu rezervorul, iar cel din stînga, cu pompa, uleiul deplasează atît pistonul *2* cît și pistonul *1* din cilindrul din stînga, spre extrema dreaptă.

Scanned with OKEN Scanner

Introducînd ulei sub presiune şi în cilindrul din dreapta, pistonul liber *2* al acestuia se va deplasa spre stînga, forţa de presiune din dreapta fiind determinată de suprafaţa pistonului liber şi a celui plonjor, în timp ce forţa de presiune din stînga este determinată numai de suprafaţa pistonului plonjor *1*. Furca şi baladorul B_2 se va deplasa în poziţia de mijloc, în momentul contactului furcii cu pistonul liber din cilindru din stînga, moment în care cele două forţe de presiune sînt egale şi opuse.

Poziţia din extrema stîngă se obţine punînd în legătură cu rezervorul cilindrul din stînga, în timp ce cel din dreapta primeşte ulei sub presiune.

Dirijarea uleiului se face de către distribuitorul *DS*, acţionat manual, posedînd un disc *PS* pentru selectarea turaţiilor. Comanda executării schimbării turaţiei se efectuează cu maneta *m*, prin deplasare spre stînga.

Un sistem asemănător cu posibilitatea de preselectare a turaţiei este schematizat în fig. 9.99, cu comanda manuală a unui sertăraş distribuitor *SD* acţionat electromagnetic, ceea ce permite şi telecomandarea operaţiie de schimbare a turaţiilor.

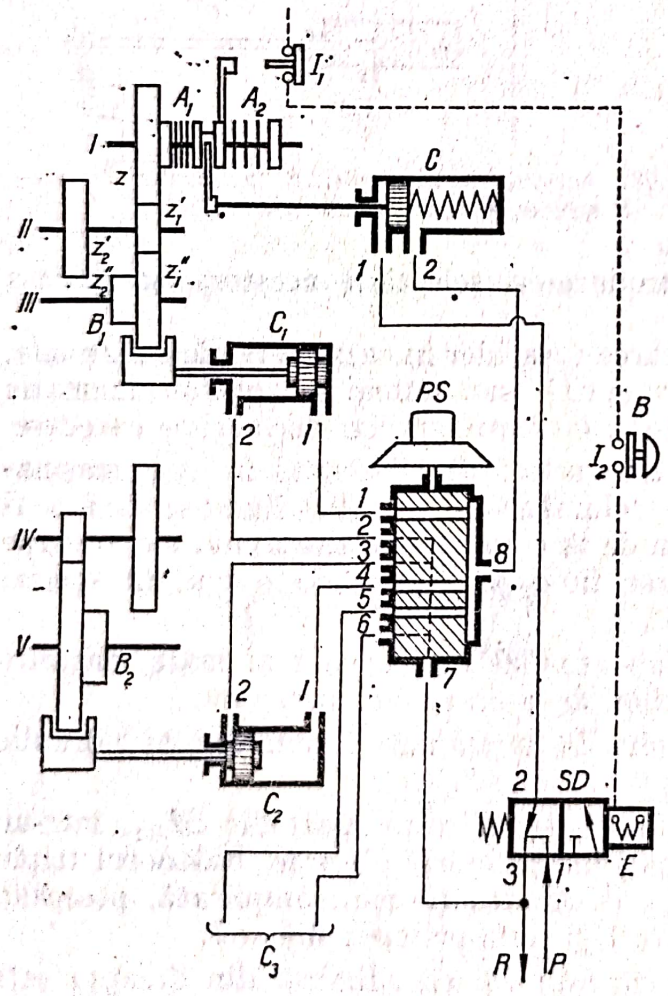


FIG. 9.99. Preselectare manuală şi comandă electrică a operaţiei de schimbarea turaţiei.

În situaţia din schemă, preselectorul *PS* este poziţionat pentru o turaţie care se va obţine prin deplasarea baladorului B_1 în stînga, baladorul B_2 rămînînd în poziţia actuală.

Se poate constata că datorită poziţiei pistonului din cilindrul *C*, pistonul din C_1 nu se poate deplasa spre stînga, astfel că mişcarea de rotaţie de la axul *I* se transmite prin ambreiajul cu lamele A_1 şi roata *z* axului *II* şi de aici axului *III*.

Apăsînd butonul *B*, sertăraşul distribuitor *SD* se deplasează spre stînga permiţînd uleiului să treacă prin *1* şi *2SD* spre *1C* al cărui piston se va deplasa spre dreapta, decuplînd ambreiajul A_1, fără însă a cupla pe A_2, în momentul în care uleiul trece din *1C* prin *2C* spre *8PS*. De aici, uleiul sub presiune ajunge prin $1C_1$ în cilindrul C_1 deplasînd baladorul B_1 spre stînga.

În acest timp, datorită inerției, întregul lanț cinematic se mai află în mișcare, astfel încît angrenarea dintre z_2'' și z_1' are toată probabilitatea de a se face.

Dacă această operație nu s-a putut efectua, din cauza întîlnirii a doi dinți, atunci presiunea în spatele pistonului cilindrului C_1 crește .și, ca urmare, crește și în C, astfel că pistonul acestuia (care se află în dreapta orificiului $2C$) se va deplasa și mai la dreapta cuplînd ambreiajul A_2 care, prin roțile z și z_1', va da un impuls de rotație axului II și roții z_2', ceea ce sigur va permite angrenarea acesteia cu roata z_2''.

În momentul cuplării ambreiajului A_2, se deschide întrerupătorul I_1 și, ca urmare, electromagnetul E fiind scos de sub tensiune, sertărașul distribuitor SD, sub acțiunea arcului său, se deplasează spre dreapta, legînd $1C$ cu rezervorul și, ca urmare, recuplîndu-se ambreiajul A_1, cutia de viteze (sau de avansuri) funcționînd acum cu turația preselectată.

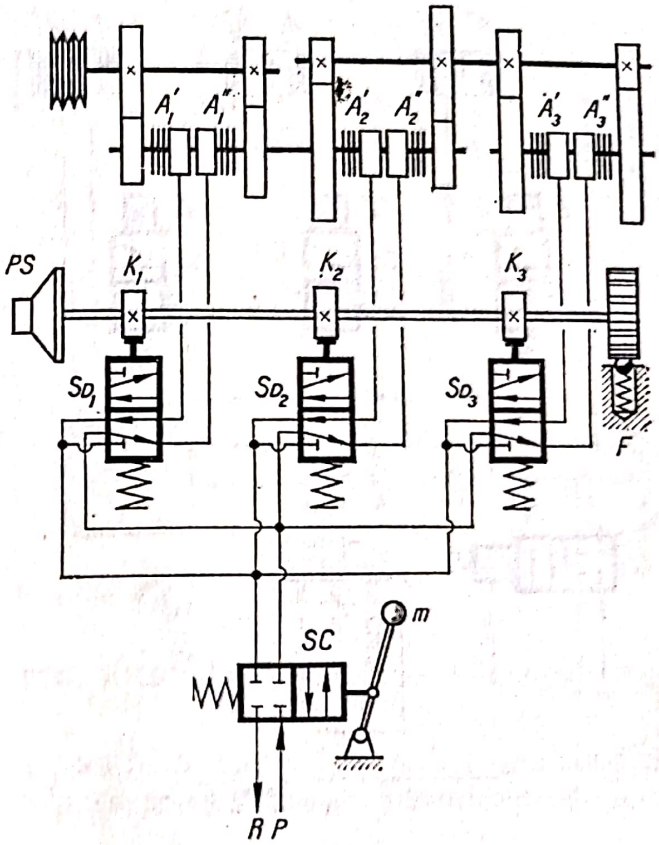


FIG. 9.100. Preselectori hidraulici cu comandă manuală.

O exemplificare a folosirii ambreiajelor hidraulice este dată în fig. 9.100. Preselectorul PS acționează prin camele $K_1 \dots K_3$ sertărașele distribuitoare $SD_1 \dots SD_3$, menținerea în poziție fiind asigurată de sistemul de fixare F cu bilă.

După preselectare, se acționează la momentul oportun sertărașul de comandă SC cu ajutorul manetei m, obținîndu-se turația corespunzătoare, funcție de ambreiajele $A_1 \dots A_3$ care au fost acționate.

O schemă similară este redată în fig. 9.101, cu singura deosebire că sertărașele distribuitoare $SD_1 \dots SD_3$ sînt acționate electromagnetic, preselectarea efectuîndu-se cu preselectorul (cu came) PS care acționează microîntrerupătoarele $I_1 \dots I_3$ ale circuitelor electromagneților $E_1 \dots E_3$.

Apăsînd pe butonul de comandă B, se deplasează spre stînga sertărașul de comandă SC, permițînd uleiului să treacă spre anumite ambreiaje hidraulice pentru obținerea turației preselectate.

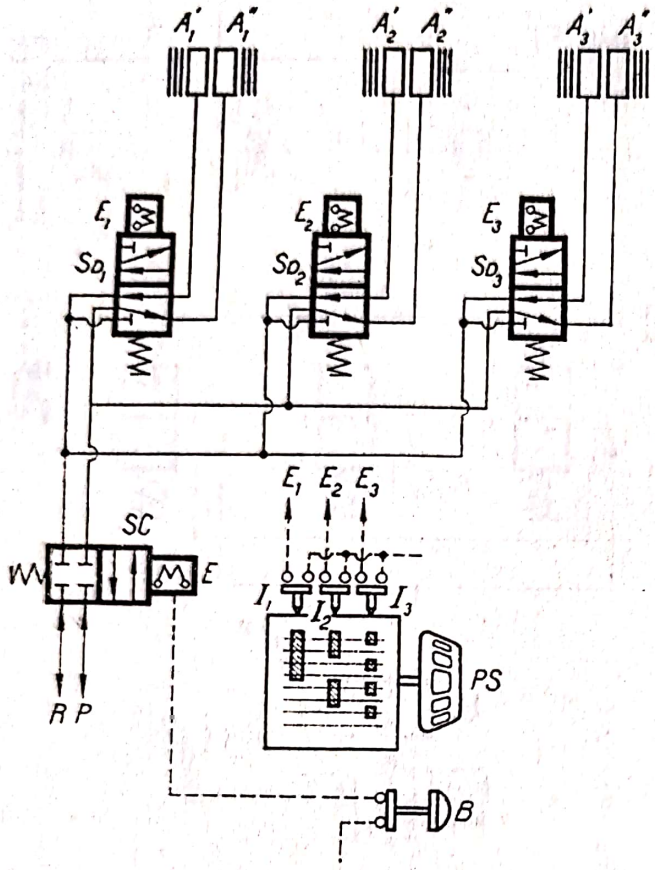


FIG. 9.101. Ca și în cazul precedent, însă cu preselector electric.

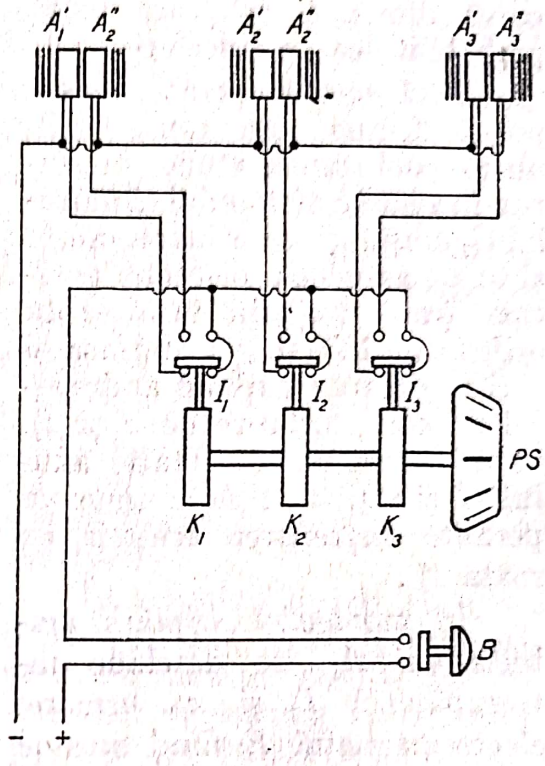


FIG. 9.102. Preselectori, comandă și acționare electrică.

Utilizarea ambreiajelor electromagnetice duce în principiu la scheme (fig. 9.102) similare precedentei. Preselectorul *PS* cu camele $K_1 \ldots K_3$ asigură acționarea microîntrerupătorilor $I_1 \ldots I_3$, comanda de schimbare a turațiilor fiind dată manual prin apăsarea butonului *B*.

9.5.6. Schimbarea turațiilor cu comandă după program

Comanda după program a schimbării turațiilor constă în înlocuirea acționării manuale a selectorului *SEL* și a butonului *B* din schemele precedente, printr-o acționare electrică sau hidraulică a cărei intrare în funcțiune este determinată de un program materializat pe un portprogram oarecare (came, comutatori rotativi, panou cu fișe, cartele, benzi perforate sau magnetice) ceea ce s-ar putea reprezenta principial ca în fig. 9.103, în care *CIT* este cititorul, programul fiind pe portprogramul *PP*.

În asemenea cazuri, pe portprogram se programează nu numai comenzile pentru schimbarea turațiilor, ci majoritatea sau chiar totalitatea comenzilor pentru realizarea întregului ciclu de prelucrare a piesei. Din această cauză, amănuntele privind modul de programare și de funcționare a unor astfel de

sisteme sînt date în capitolul referitor la programarea complexă a mașinii-unelte.

Citățm totuși unele variante mai simple ale comenzii după program a schimbării turației axului principal sau a vitezei de avans, variante în care programarea se face direct pe mașina-unealtă, adică portprogramul este solidar cu aceasta, programarea efectuîndu-se cu ajutorul unor came, cepi de forma opritorilor, acționarea acestuia fiind efectuată de însăși mașina unealtă.

Unele strunguri de același tip sînt dotate cu motor cu mai multe turații ceea ce multiplică, destul de simplu din punct de vedere constructiv și economic,

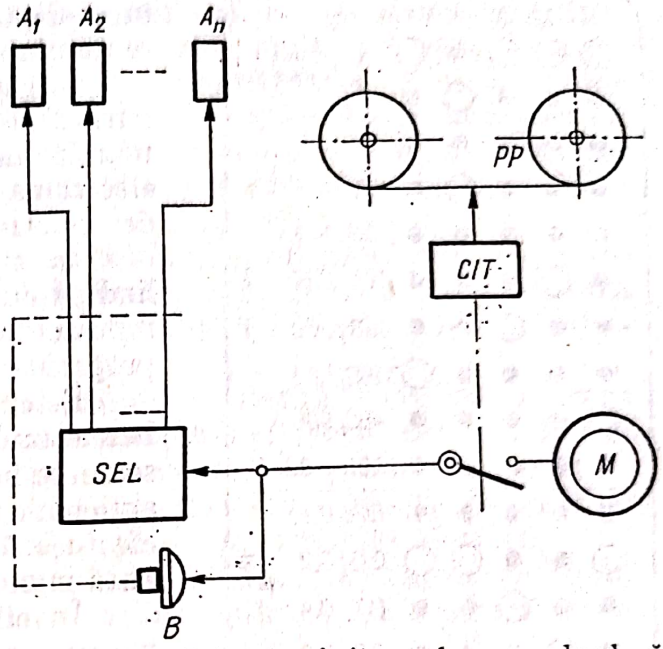


FIG. 9.103. Schemă referitoare la comanda după program.

cele 4 turații obținute pentru o poziție a roților A și B, numărul de turații fiind suficient pentru o gamă largă de operații, la o fabricație de serie mare sau de masă.

Strungurile revolver cu disc sau turelă se încadrează în cazul în care turația axului principal (și viteza de avans) sînt comandate simultan cu schimbarea sculei. Astfel, axul discului port-scule, pe care se află și opritorii la cotă (fig. 9.104), este continuat cu un cilindru, dotat cu un număr de găuri file-

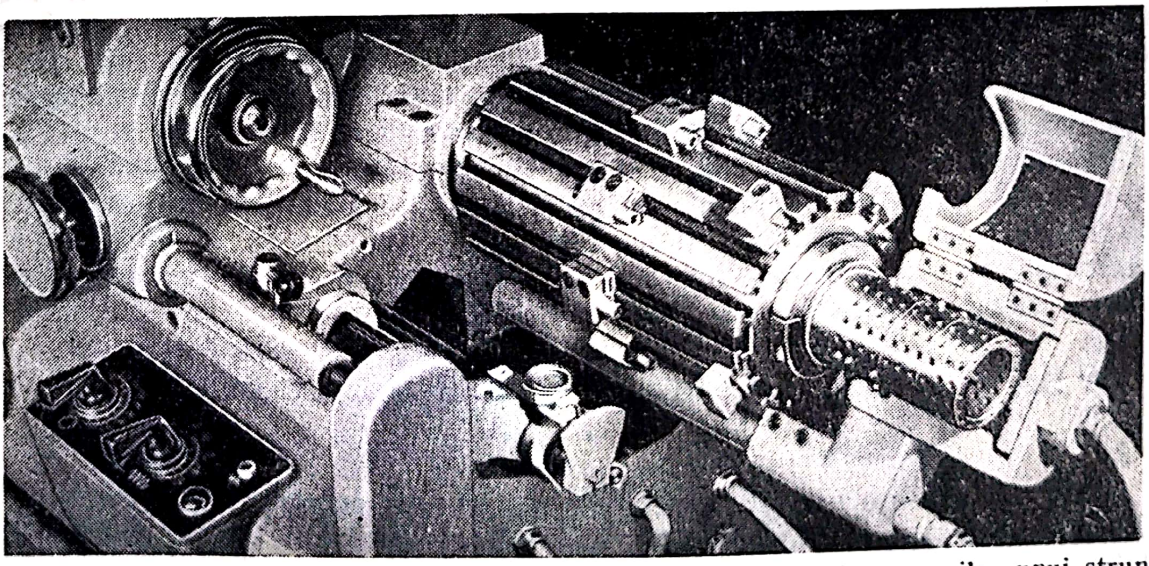


FIG. 9.104. Portprogramul comenzilor de schimbare a turațiilor și avansurilor unui strung revolver cu disc port-scule.

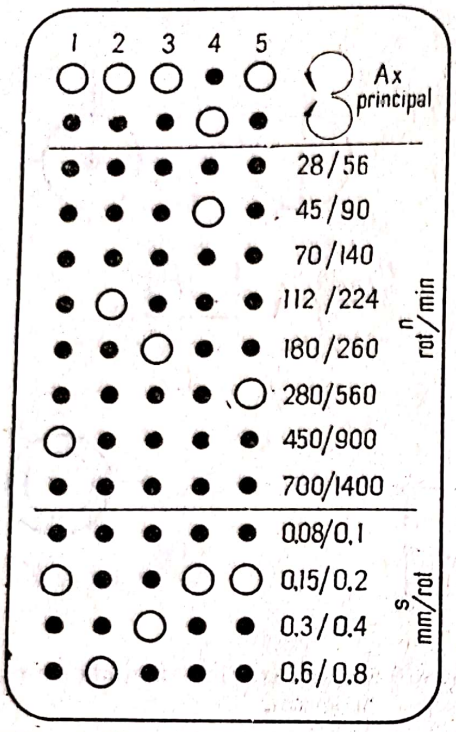


FIG. 9.105. Portprogram cu fişe pentru programarea turaţiilor, avansurilor şi sensului de rotaţie al axului principal.

tate, dispuse în rînduri axiale corespunzătoare numărului de găuri ale discului port-scule.

În găurile filetate se înşurubează şuruburi-camă, care acţionează microîntrerupătoarele necesare comandării ambreiajelor electromagnetice (sau hidraulice, acţionate de electromagneţi).

În acest caz, portprogramul este cilindrul cu găuri filetate, programul fiind reprezentat prin poziţia şuruburilor-camă, programarea efectuîndu-se manual.

Este de remarcat că, în timp ce schimbarea sculelor, prin rotirea discului port-scule, se încadrează ca fiind realizată prin acţionare manuală, schimbarea turaţiilor se efectuează prin comandă programată acţionată manual simultan cu precedenta.

În stînga figurii se pot remarca două manete care permit obţinerea manuală a oricărei turaţii.

Există numeroase variante de a concepe portprogramele şi de a realiza programarea. Fig. 9.105 exemplifică un portprogram de tip panou, pe care programarea se face prin introducerea de fişe în găurile corespunzătoare turaţiilor, avansurilor şi sensului de rotaţie. Panoul se referă la o maşină care poate realiza un ciclu de lucru în cinci faze. Cercurile albe indică fişele introduse în găuri. În cazul din figură, se exemplifică o programare, la care, în prima fază, sensul de rotaţie al axului principal este sensul normal, cu turaţia de 450 sau 900 rot/min (motor cu două turaţii) şi cu un avans de 0,15 sau 0,2 mm/rot (cu roţi de schimb). Pentru faza a 4-a, sensul de rotaţie a axului principal este invers, turaţia 45 rot/min şi avansul ca şi în cazul precedent.

Comanda pentru trecere de la o fază la următoarea poate fi dată manual sau de însăşi maşina-unealtă, în genere, după cum s-a mai spus, în momentul aducerii unei noi scule în locul precedentei, la maşinile-unelte cu cap revolver portscule, sau aceeaşi comandă poate fi dată de camele fixate pe părţile laterale ale săniilor maşinilor de frezat sau de găurit.

9.5.7. Reglarea autoadaptivă a lanţurilor cinematice generatoare

În literatura de specialitate, prin reglarea autoadaptivă sau *autoreglarea*, se subînţelege reglarea automată a vitezei de aşchiere funcţie de variaţia diametrului piesei (de exemplu la strunjirea frontală), sau reglarea automată a avansului funcţie de adîncimea de aşchiere.

În realitate, însă se pare că conținutul noțiunii de reglare autoadaptivă, cu referire la lanțurile cinematice generatoare, este mult mai vast, deoarece prin ea se urmărește menținerea constantă, a unor parametri ai lanțurilor cinematice generatoare sau care să varieze după o anumită lege în raport cu anumiți parametri care intervin în procesul de așchiere, de generare a formei sau chiar de domeniul economic, parametri care pot varia după legi cunoscute sau nu.

Astfel în cazul strunjirii frontale se urmărește, prin reglarea autoadaptivă, menținerea constantă a vitezei de așchiere funcție de un parametru variabil cunoscut: variația liniară a razei suprafeței prelucrate. Aceeași situație o regăsim la strunjirea conică.

În cazul copierii prin frezare, menținerea constantă a vitezei de avans (în scopul obținerii unei calități uniforme a suprafeței) poate depinde de legi necunoscute, dacă piesa are o formă care nu poate fi exprimată matematic. Sau, menținerea unei anumite durabilități a unei scule funcție de variația adîncimii de așchiere (în cazul eboșării) depinde de elemente aleatorii.

Prin reglarea autoadaptivă, s-a urmărit și alte scopuri ca, de exemplu, menținerea constantă a forței de așchiere, utilizarea integrală a puterii instalate pe mașina-unealtă etc.

Astfel la ferestraiele cu disc, avînd avansul hidraulic, se poate ușor realiza o reglare autoadaptivă a vitezei de avans, funcție de menținerea constantă a forței de așchiere, care evident depinde de numărul de dinți în contact cu materialul, deci de lungimea arcului de cerc din secțiunea tăiată (fig. 9.106).

Tot în cadrul reglării autoadaptive poate fi considerată menținerea constantă a vitezei de avans în sistemele hidraulice.

După cum ușor se poate constata, toate exemplele citate se referă la procesul de așchiere. Ori pentru lanțurile cinematice generatoare reglarea autoadaptivă poate fi extinsă și asupra altor parametri ca de exemplu menținerea constantă a pasului filetului sau al danturii la prelucrarea unor piese pe mașinile corespunzătoare. În aceste cazuri, se folosește denumirea de *eliminarea erorilor de pas*, cu toate că sînt cazuri tipice de reglare autoadaptivă funcție de erorile de pas ale șurubului conducător, respectiv ale angrenajului melc roată-melcată, erori datorate prelucrării acestora (deci cunoscute) sau datorate variației de temperatură, vibrațiilor etc. (deci aleatorii).

Însuși *controlul activ* nu este decît o reglare autoadaptivă funcție de parametri aleatorii (uzura sculei sau variația calității materialului sculei sau a piesei) etc.

Totuși, se pare că prin reglarea autoadaptivă se urmărește obținerea unor rezultate mult mai spectaculoase chiar în cazul mașinilor cu comandă numerică.

În cazul unei mașini-unelte cu comandă numerică, trebuie să se programeze turațiile

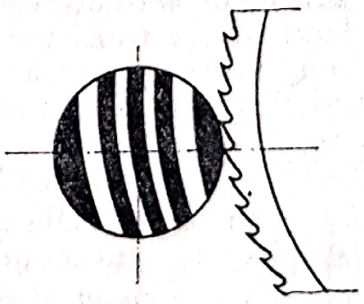


FIG. 9.106. Reglarea autoadaptivă a mărimii avansului la unele ferestraie circulare.

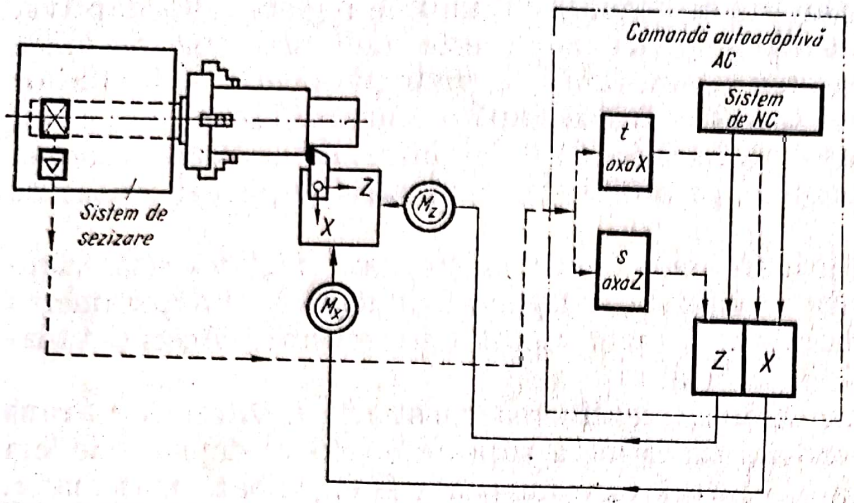


FIG. 9.107. Schema de principiu a unei comenzi autcadaptive

piesei (sau ale sculei) funcție de diametrul acesteia, vitezele de avans (sau avansurile), adîncimea de așchiere și numărul de treceri, viteza de deplasare rapidă etc., ceea ce evident necesită un anumit volum de manoperă, dar mai important se pare că este faptul că această programare este încă destul de rigidă în raport cu posibilitățile de a obține o productivitate mai ridicată.

În adevăr, programarea numărului de treceri, de exemplu de strunjire, se face pe baze teoretice, corectate de rezultate experimentale. Totuși, cel puțin la prima trecere, stratul de material nu are o grosime uniformă, după cum în unele cazuri, la frezare, lățimea de frezare variază. În aceste cazuri simple, s-ar putea recurge la modificarea vitezei de avans în avantajul creșterii productivității, problemă foarte complexă și extrem de dificil de rezolvat pentru aceste cazuri, prin comanda numerică.

Reglarea (comanda) autoadaptivă vine în ajutorul comenzii numerice, preluînd sarcina de a efectua comenzile de modificare a vitezelor respective și a numărului de treceri. Aceasta se obține luînd în considerare unii parametri care variază sub acțiunea efortului de așchiere.

Astfel la o mașină de frezat portal Cincinnati și un strung Gildemeister, ambele dotate cu comandă numerică (*NC*) și cu comandă autoadaptivă (*AC*) Acramizer prima, și Siemens cea de a doua, parametrul care asigura comanda autoadaptivă era efortul de așchiere, în primul caz măsurat pe axul frezei în cel de al doilea caz, la axul principal al strungului (fig. 9.107). Semnalele furnizate de captorii dispuși pe două direcții sînt trimise unității de reglare autoadaptivă, care transmite ordine de modificare a comenzii numerice. Graficul din fig. 9.108 reprezintă vitezele de avans și deplasare rapidă la prelucrarea unei piese pe mașina de frezat, programate prin comanda numerică (linii întrerupte) și realizate prin reglarea autoadaptivă (linie continuă). Trei viteze limită pot stăpîni comanda autoadaptivă:

— viteza maximă de avans limitată de puterea maximă admisibilă la sculă (notată convențional cu unitatea);

— viteza maximă de avans limitată de procesul de așchiere (de 12 ori mai mare decît precedenta) și

— viteza rapidă maximă (de 3 ori mai mare decît precedenta).

Scanned with OKEN Scanner

Se poate constata o mare diferență între vitezele programate numeric și între cele realizate prin comanda autoadaptivă, în ceea ce privește valorile mai mari admisibile pe mașina respectivă în cazul prelucrării de degroșare a piesei în cauză. Se mai poate constata și cazuri în care prin reglarea autoadaptivă s-au impus viteze mai mici decît cele programate numeric (linia plină care trece sub linia întreruptă).

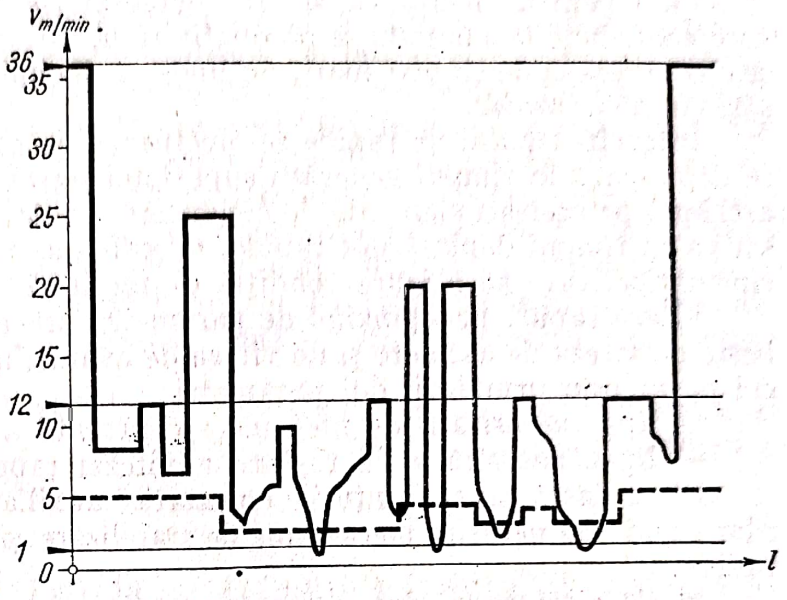


FIG. 9.108. Graficul vitezelor la comanda numerică (linie întreruptă) și la comanda autoadaptivă (linie plină)

Prelucrarea pe o mașină de frezat cu comandă numerică a cerut 55 min, și numai 29 min pe aceeași mașină dotată cu reglare autoadaptivă, ceea ce reprezintă o creștere a productivității cu cca. 90%.

Reglarea autoadaptivă ar prezenta următoarele avantaje:

— mașina-unealtă este folosită cît mai bine posibil;

— reglarea ține cont de sarcina suplimentară datorită uzurii sculei;

— este suficient a se programa conturul final al piesei fără a se ține seama de forma inițială (care poate fi brută).

— mașina-unealtă și scula sînt protejate contra suprasarcinilor.

Momentan însă folosirea reglării autoadaptive în scopul prezentat este extrem de scumpă datorită aparaturii necesare unei astfel de reglări.

9.6. MIȘCĂRI AUXILIARE RAPIDE

9.6.1. Scop și definire

În afara deplasărilor relative dintre piesă și sculă, necesare obținerii suprafeței cu viteze condiționate de procesul de așchiere și de cel al cinematicii generării suprafeței, aceleași elemente ale mașinii-unelte trebuie să efectueze deplasări auxiliare, în timpul cărora nu are loc procesul de așchiere, ca de exemplu deplasarea unor sănii, mese sau subansambluri pentru poziționarea sau repoziționarea relativă dintre piesă și sculă, deplasări necesare reglării inițiale la prelucrarea unei piese, diferită ca formă și dimensiuni de precedenta etc.

Scanned with OKEN Scanner

Cum pentru efectuarea acestor deplasări se consumă un timp auxiliar care contribuie la micșorarea productivității, este necesar ca vitezele cu care se efectuează să fie cît mai mari, de unde și denumirea de mișcări sau deplasări cu *viteze rapide*.

Întrucît deplasările rapide se efectuează de către aceleași elemente care se deplasează în timpul generării suprafeței piesei cu viteze de avans sau de așchiere, pe aceleași elemente de conducere (ghidaj-sanie, fus-lagăr) este necesar ca în timpul deplasărilor rapide, mișcarea să fie furnizată de alte lanțuri cinematice, care să asigure condiția obținerii vitezei rapide.

Viteza rapidă nedepinzînd de parametrii procesului de așchiere se deosebește de viteza de așchiere și de viteza de avans (în cazul avansului continuu) cel puțin prin următorii doi parametri:

— lipsa necesității de menținere constantă a mărimii vitezei rapide, și
— lipsa necesității de reglare a vitezei rapide.

Din această cauză, lanțurile cinematice auxiliare pentru realizarea mișcărilor rapide nu necesită mecanisme de stabilizare și nici de reglare a vitezei rapide.

Pe de altă parte, datorită mărimii vitezei rapide, fenomenele dinamice care au loc la pornire, oprire și inversarea sensului, ridică probleme specifice de importanță primordială, în ceea ce privește construcția lanțului cinematic auxiliar în comparație cu aceleași fenomene care se produc în timpul procesului de așchiere.

9.6.2. Caracteristicile mișcărilor rapide

Mișcările auxiliare rapide pot avea loc pe traiectoriile generatoarelor afectînd porțiunile finale ale lanțurilor cinematice de avans, sau pe traiectoriile directoare, caz în care este solicitată porțiunea finală a lanțului cinematic principal.

Este necesară această diferențiere, întrucît condițiile de comportare a acestor lanțuri cinematice auxiliare sînt diferite, ceea ce conduce la construcții diferite. Vom denumi cele două feluri de mișcări rapide prin *deplasare rapidă*, în primul caz, și prin *înapoiere rapidă*, în al doilea caz, pe criterii justificate în cele ce urmează.

Deplasările rapide se efectuează cu elementele finale ale lanțurilor cinematice de avans pentru a realiza poziționarea inițială (reglarea) dintre piesă și sculă ca și poziționarea ulterioară, în timpul ciclului de prelucrare a piesei, pentru realizarea diferitelor faze ale acestuia. Ele se caracterizează în unele cazuri prin precizia cu care trebuie făcută poziționarea piesă-sculă (de exemplu la găurirea în coordonate), problemă tratată în capitolul următor.

În cazul poziționării inițiale (reglării), pe lîngă deplasarea cu viteză rapidă a ansamblurilor respective, este necesar, ca în ultima fază a deplasării, aceasta să se poată face cu viteză foarte mică, prin acționare manuală, sau prin impulsuri, pentru a putea realiza corect și precis poziția dintre sculă și piesă.

Scanned with OKEN Scanner

Înapoierea rapidă se efectuează cu elementele finale ale lanțului cinematic principal la mașini-unelte cu mișcarea principală rectilinie ca: raboteza, șepingul, morteza, mașinile de mortezat dantura, de broșat etc. în scopul repoziționării sculei pentru reluarea ciclului de așchiere, ceea ce înseamnă că înapoierea rapidă se reproduce ciclic pe durata unei faze de prelucrare cu frecvența ciclului de așchiere, în timp ce deplasarea rapidă se reproduce în funcție de forma piesei, de necesitățile de reglare inițială sau ulterioară etc. În afara acestor deosebiri, înapoierea rapidă se efectuează totdeauna numai în sens invers sensului mișcării de așchiere și pe întreaga lungime a traiectoriei acesteia, în timp ce deplasarea rapidă este necesar a fi realizată în ambele sensuri, pe distanțe variabile, și în unele cazuri, în același sens al mișcării, fiind intercalate și mișcări de avans.

Aceste caracteristici deosebite ale mișcărilor auxiliare de deplasare și înapoiere rapidă influențează componența și construcția lanțurilor cinematice respective diferențiindu-le, uneori, total.

9.6.3. Deplasarea rapidă și structura lanțului cinematic

Operația auxiliară de deplasare rapidă a unor subansambluri ale mașinii-unelte trebuie efectuată cu o viteză cît mai mare în comparație cu viteza mișcării de avans care are loc pe aceeași traiectorie, în scopul reducerii timpului auxiliar consumat în acest scop.

Faptul că deplasarea rapidă se efectuează pe aceleași traiectorii ca și mișcarea de avans, folosind aparent aceleași mecanisme, a condus la folosirea termenului de atelier, de *avans rapid*, termen incorect deoarece avansul este determinat de parametrii procesului de așchiere, în timp ce așa numitul avans rapid nu are nici o legătură cu aceștia, iar pe de altă parte, din punct de vedere constructiv, lanțul cinematic care asigură deplasarea rapidă poate fi total diferit de lanțul cinematic de avans.

Consider necesară această deosebire și în scopul îmbogățirii terminologiei noastre tehnice în domeniul mașinilor-unelte și a tehnologiei.

Structura lanțurilor cinematice pentru deplasarea rapidă. Traiectoriile pe care se deplasează rapid subansamblurile mașinii-unelte fiind aceleași pe care se realizează mișcările de avans, mecanismul de la capătul de ieșire al lanțului cinematic auxiliar pentru deplasarea rapidă este însăși mecanismul lanțului cinematic de avans respectiv.

În unele cazuri, lanțul cinematic pentru deplasarea rapidă folosește aproape integral mecanismele lanțului cinematic de avans, exceptînd numai mecanismul de reglare al acestuia. Astfel, în fig. 9.109 din lanțul cinematic de avans (trasat cu linie continuă) compus din motorul M (sau dintr-o legătură la alt lanț cinematic de unde primește mișcarea), opritorul O, inversorul I, mecanismul de reglare a avansurilor M_s, comutatorul C și mecanismul T_R de transformare a mișcării circulare în rectilinie, lanțul cinematic pentru deplasarea rapidă (trasat cu linie întreruptă) folosește toate mecanismele lanțului cine

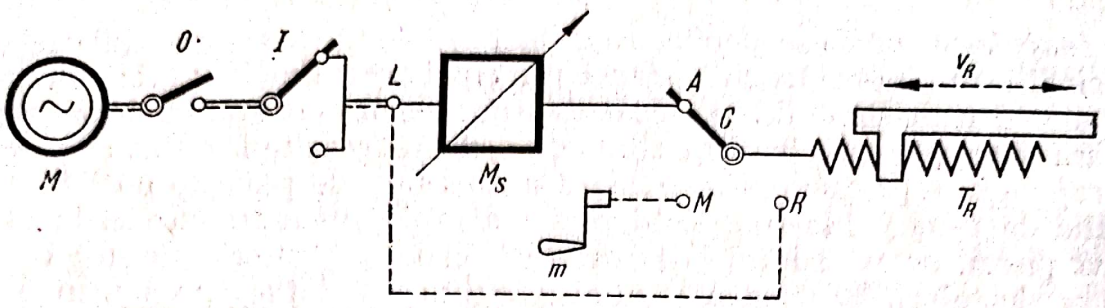


FIG. 9.109. Lanțul cinematic de avans și de deplasare rapidă.

matic de avans, cu excepția mecanismului de reglare M_s pe care practic îl elimină prin legătura auxiliară LR.

Construcția este justificată de criterii funcționale și economice, lanțul cinematic de deplasare rapidă trebuie a fi antrenat (de motorul M sau manual cu maneta m), mișcarea rapidă trebuie a putea fi oprită sau nu (opritorul O), inversată (inversorul I) și transformată și transmisă organului final T_R. Deoarece mișcarea rapidă trebuie efectuată cu o viteză mult mai mare decît cea de avans, legătura L este făcută înainte de intrare în mecanismul de reglare. Din punct de vedere economic, este evident că o astfel de construcție este mai ieftină și mai ușor de întreținut decît în cazul dublării tuturor mecanismelor în scopul realizării unui lanț cinematic auxiliar de deplasare rapidă, separat și în paralele cu cel de avans.

În unele cazuri, această soluție nu este cea mai corespunzătoare din punct de vedere al creșterii productivității prin micșorarea timpului auxiliar, deoarece legătura în L, înaintea cutiei de avansuri M_s, nu poate asigura totdeauna la capătul de ieșire al lanțului cinematic o deplasare cu viteză rapidă foarte mare, parametrul (turația, debit etc.) de care depinde viteza rapidă fiind egal sau foarte apropiat ca mărime de cel care determină viteza de avans cea mai mare.

În astfel de situații, se impune ca cea mai mare parte a lanțului cinematic de deplasare rapidă să fie independent de cel de avans după cum se arată în fig. 9.110 și care constă din motorul M_R pentru deplasare rapidă, pornit și

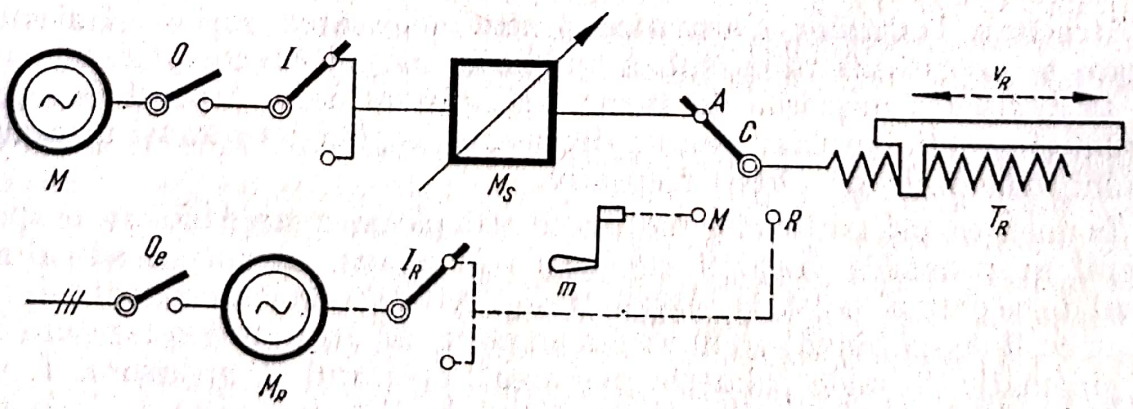


FIG. 9.110. Ca și în cazul precedent, însă cu antrenare separată a lanțului cinematic auxiliar de deplasare rapidă.

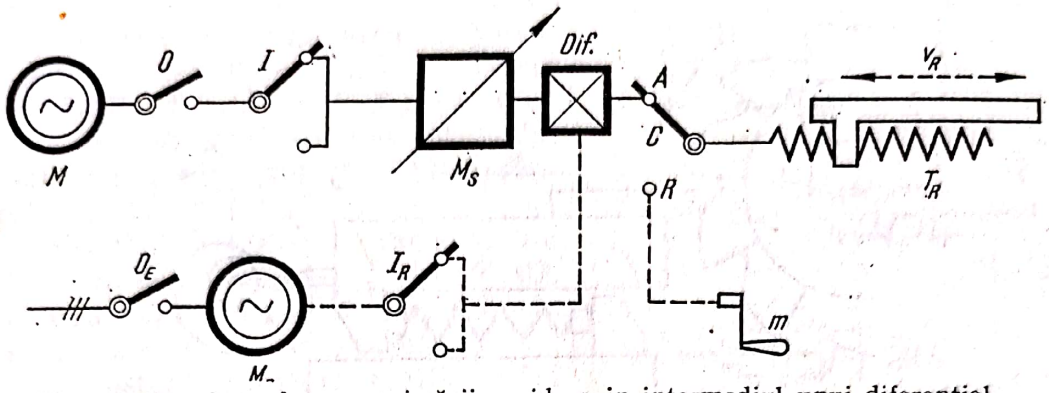


FIG. 9.111. Introducerea mișcării rapide prin intermediul unui diferențial.

oprit pe cale electrică cu opritorul O_E și inversorul I_R al mișcării rapide (inversarea se poate face și pe cale electrică, caz în care motorul M_R se va afla la dreapta acestui inversor).

În cazul lanțurilor cinematice mecanice, trecerea de la mișcarea de avans la deplasarea rapidă (trecerea comutatorului C din A în R) prezintă unele dificultăți, deoarece trecerea de la turație mică la una mare necesită construcția acestui comutator ca ambreiaj de fricțiune. În cazul în care acesta este un cuplaj (cu ghiare, cu băladori), este necesară oprirea mișcării, acționînd întrerupătorul O, apoi comutatorul C din A în R, și repornirea mișcării acționînd din nou comutatorul O.

Manevrele necesare duc la creșterea timpului auxiliar, din care cauză în unele construcții (fig. 9.111), mișcarea rapidă se introduce în lanțul cinematic cu ajutorul unui mecanism diferențial *Dif* (sau a unui cuplaj unisens), care permite trecerea instantaneee de la mișcarea de avans la mișcarea rapidă și invers (prin însumarea algebrică a celor două mișcări).

La strungurile automate și semiautomate, comandate prin came (fig. 9.112), viteza de deplasare rapidă a unor subansambluri, de exemplu a saniei port-cap revolver, este determinată prin mărimea unghiurilor β și γ pentru apro-

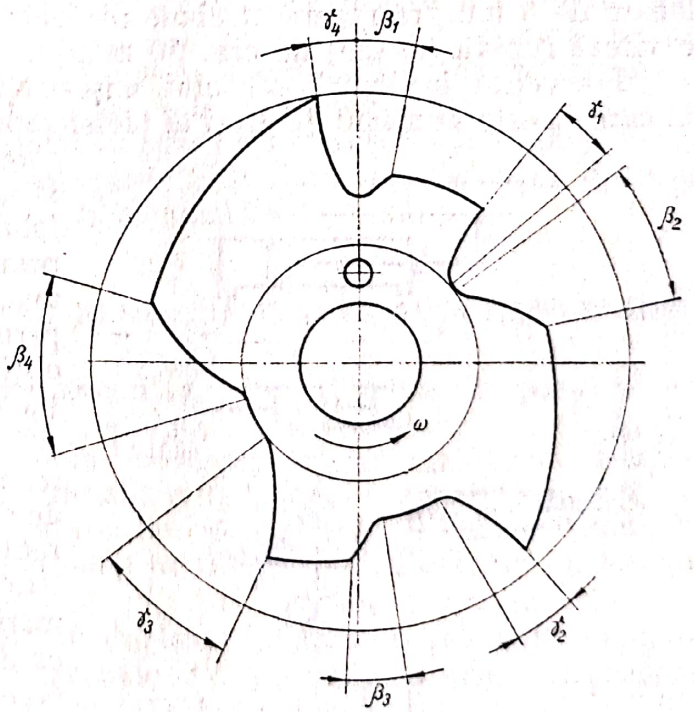


FIG. 9.112. Profilul unei came pentru realizarea deplasărilor rapide.

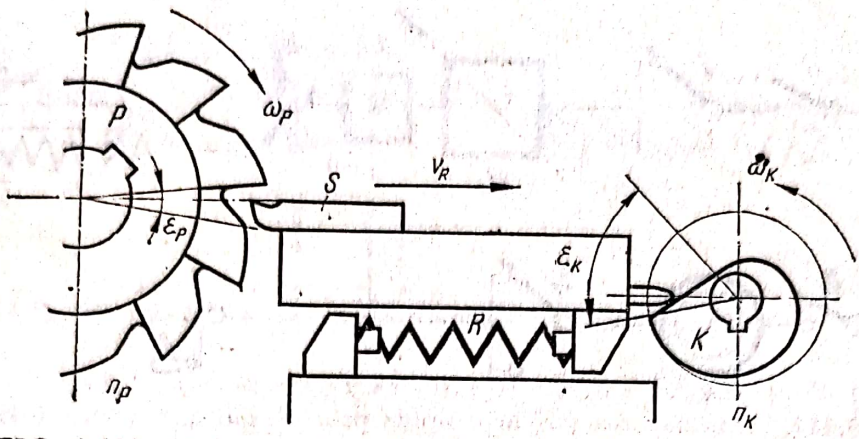


FIG. 9.113. Obținerea deplasării rapide la detalonarea sculelor.

pierea, respectiv retragerea sculei față de piesă. Cu cît aceste unghiuri sînt mai mici, pentru o aceeași viteză unghiulară ω, viteza rapidă va fi mai mare.

Există limitări a micșorării acestor unghiuri, impuse de fenomenele dinamice, de uzură etc.

Detalonarea sculelor necesită o retragere rapidă a cuțitului S (fig. 9.113) sau a pietrei de rectificat, în cazul detalonării prin rectificare.

Viteza rapidă v de retragere depinde de mărimea ε_P a unghiului de rotație a sculei P supuse detalonării și de turația n_P a acesteia. Astfel, pentru detalonarea unei freze cu 12 dinți, la o turație de 100 rot/min și o adîncime de detalonare de 8 mm, retragerea trebuie realizată în cca. 0,01 s., ceea ce implică o viteză rapidă (medie) de cca. 50 m/min.

Frecvența inversării sensului mișcării fiind egală cu produsul $2n_Pz_P$, în care z_P este numărul de dinți al piesei supuse detalonării, nu permite utilizarea mecanismelor curent folosite în acest scop. Din aceste cauze, se folosește un arc R, care este comprimat în cursa de lucru (viteză de avans) de către cama K, camă care permite destinderea arcului pentru obținerea deplasării rapide la rotația ei de unghiul ε_K.

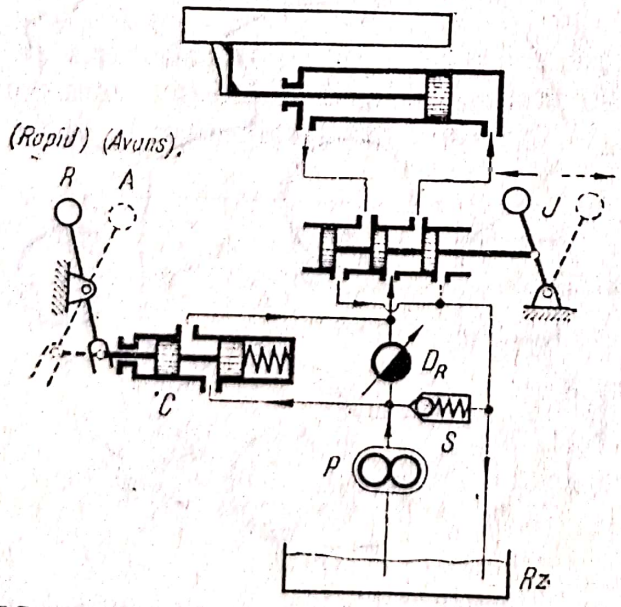


FIG. 9.114. Deplasarea rapidă obținută într-un sistem hidraulic cu o singură pompă.

În sistemele hidraulice, însumarea mișcărilor se obține prin însumare de debite. Astfel,în fig. 9.114 reprezentînd o schemă simplificată a unui lanț cinematic de avans hidraulic, mărimea vitezei de avans se reglează cu droselul D_R, surplusul de debit al pompei P reîntorcîndu-se prin supapa S la rezervor, caz în care maneta distribuitorului C se află în poziția A.

Trecerea de la mișcarea de avans la mișcarea rapidă se obține deplasînd maneta din *A* în *R*, ca în figură, ceea ce are ca o urmare trecerea întregului debit al pompei, prin *C*, spre cilindrul motor.

Sistemul hidraulic precedent este echivalent celui mecanic din fig. 9.109, mișcarea rapidă fiind obținută de la aceeași sursă de energie, pompa *P*.

Un sistem hidraulic similar celui mecanic din fig. 9.111 este reprezentat în fig. 9.115 în care pentru mișcarea de avans se folosește debitul pompei P_1 (maneta distribuitorului *C* fiind în poziția *A*, pompa P_2 debitează în rezervor), iar pentru deplasarea rapidă (maneta în poziția R), pe lîngă debitul mic al pompei P_1, intervine și debitul foarte mare al pompei P_2.

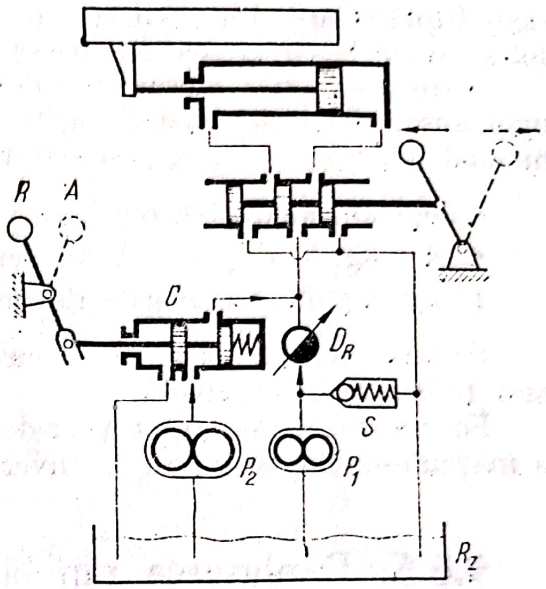


FIG. 9.115. Deplasarea rapidă realizată într-un sistem hidraulic cu două pompe.

În ambele scheme, inversarea sensului deplasării rapide sau de avans se obține cu inversorul *7*.

Acționarea și comanda lanțurilor cinematice pentru deplasarea rapidă. Din exemplele prezentate, rezultă că lanțurile cinematice pentru deplasare rapidă pot și trebuie să poată fi acționate manual, sau folosind energia preluată de la un alt lanț cinematic, sau de la un motor propriu.

În ultimile două cazuri, comanda intrării în funcțiune și a opririi lanțului cinematic pentru deplasare rapidă poate fi dată *manual* de către operatorul uman, sau *automat de* un sistem de comandă programată.

9.6.4. Deplasarea unor ansambluri prin acționare manuală

Deplasarea manuală a unor ansambluri ale mașinii-unelte poate fi făcută *direct*, prin împingere sau tragere manuală a ansamblului în cauză, ca de exemplu deplasarea păpușii mobile la strungurile normale mici și mijlocii sau rotirea brațului, la mașinile de găurit radiale, și *indirect*, acționînd manivelele sau roțile de mînă ale șuruburilor de deplasare a meselor, sănilor și ale altor ansambluri ale mașinii, cum ar fi traversa rabotezelor, a mașinilor de frezat portal etc.

Căruciorul strungului poate fi deplasat manual cu roata de mînă care, printr-un număr oarecare de angrenaje, rotește pinionul care angrenează cu cremaliera aflată sub ghidajul din față al strungului.

Deplasarea păpușii mobile la strungurile mijlocii și semigrele nu mai poate fi făcută prin împingere directă, din care cauză se folosesc angrenaje

demultiplicatoare acționate cu o manivelă, deplasarea realizîndu-se prin folosirea aceleiași cremaliere necesară deplasării căruciorului.

Utilizarea unor mecanisme demultiplicatoare la deplasarea manuală a unor ansambluri ale mașinii-unelte este determinată de micșorarea efortului manual depus, a cărui mărime trebuie să se încadreze în limitele:

6...6,5 kg, la deplasarea rară a ansamblului;
4...4,5 kg, la deplasarea frecventă, și
2...2,5 kg, la deplasările de precizie.

Pe baza acestor date, se dimensionează raportul de transmitere și mărimea brațului de manivelă.

Forma și dimensiunile roților de mînă, a manivelelor și manetelor folosite la mașinile-unelte se găsesc în diverse standarde.

9.6.5. Deplasarea rapidă prin acționare cu comandă manuală

Mărimea vitezei de deplasare a unor subansambluri, concomitent cu ușurarea muncii operatorului uman, se realizează prin antrenarea acestor lanțuri auxiliare de către motoarele lanțurilor cinematice de avans, conform schemei din fig. 9.109 sau de motoare proprii, ca în schemele din fig. 9.110 și 9.111 comanda de intrare în funcțiune fiind dată manual.

Folosirea acționării cu comandă manuală se mai impune și pentru realizarea telecomenzilor, în scopul de a nu pune pe muncitor în situația de a alerga în jurul mașinii (în special la mașinile-unelte mari) pentru a acționa diversele manete de deplasare ale ansamblurilor acesteia.

Mașina universală de frezat FU-1 Cugir ca și mașina verticală FV-1 pot realiza deplasările rapide prin acționarea manuală cu roțile de mînă m_1, m_2 și manivela m_3 sau comandate manual prin acționarea manetelor cuplajelor C_4, C_5 și C_6 (fig. 9.116) și microîntrerupătoarele de comandă a rotirii motorului electric M_2, într-un sens sau celălalt.

Lanțul cinematic auxiliar pentru deplasările rapide constă din motorul M_2, roțile dințate cu 26, 44, 57 și 43 dinți, cuplajul de siguranță S și cuplajul cu lamele C_3 după care, prin axul V și angrenajul cu 28/35 dinți, se transmite mișcarea la cele trei șuruburi conducătoare SCL, SCT și SCV pentru realizarea deplasării rapide longitudinale, transversale și verticale.

Vitezele de deplasare rapidă longitudinală și transversală sînt de cca. 2 300 mm/min, în timp ce deplasarea rapidă verticală este de numai 1/3 din precedentele.

Pentru a preveni manevrele greșite în sensul unei cuplări simultane a două mișcări rapide, instalația electrică este prevăzută cu aparataj de interblocare.

Scanned with OKEN Scanner

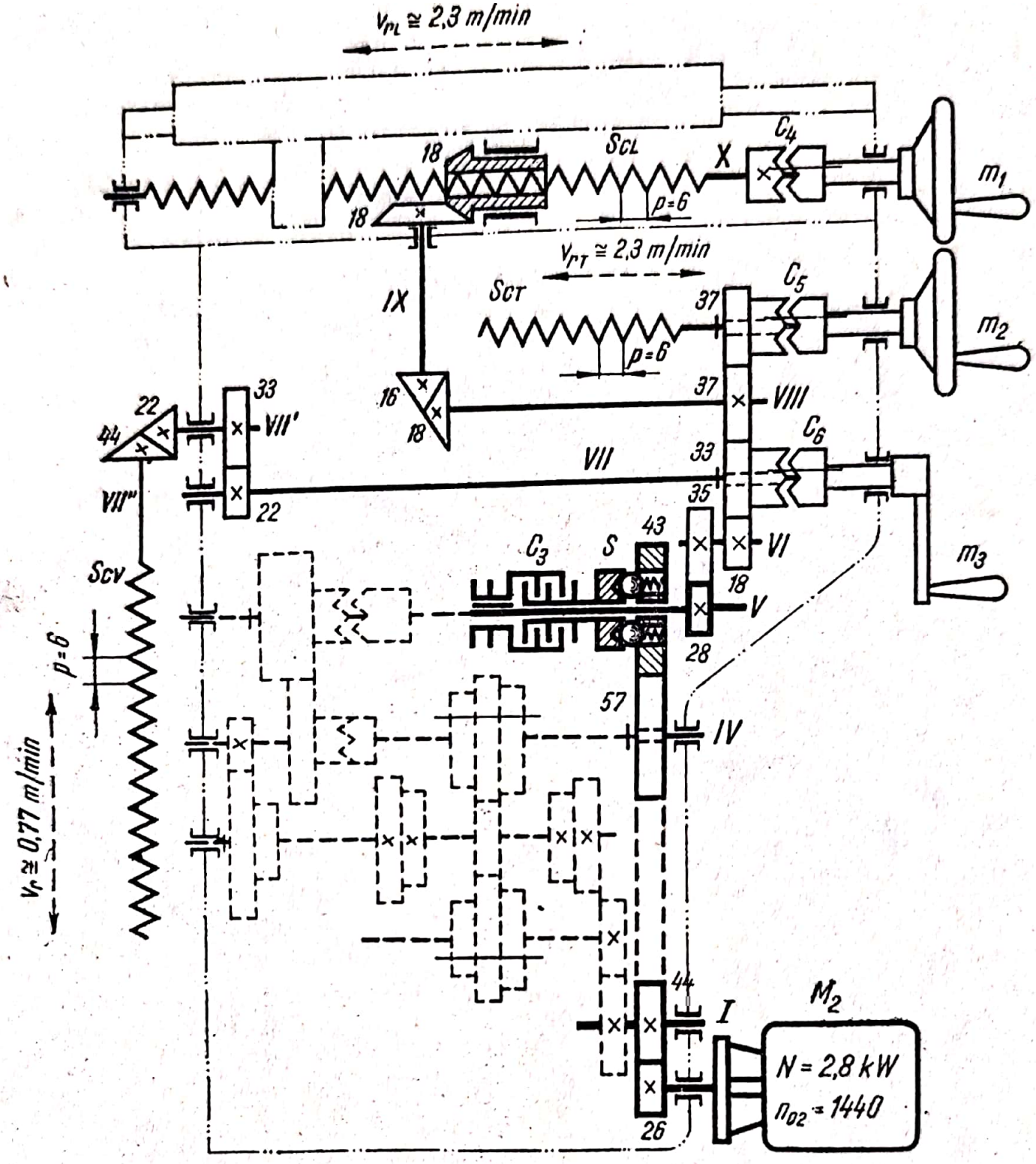


FIG. 9.116. Schema lanțurilor cinematice auxiliare de deplasare rapidă, ale mașinilor de frezat Cugir.

Scanned with OKEN Scanner

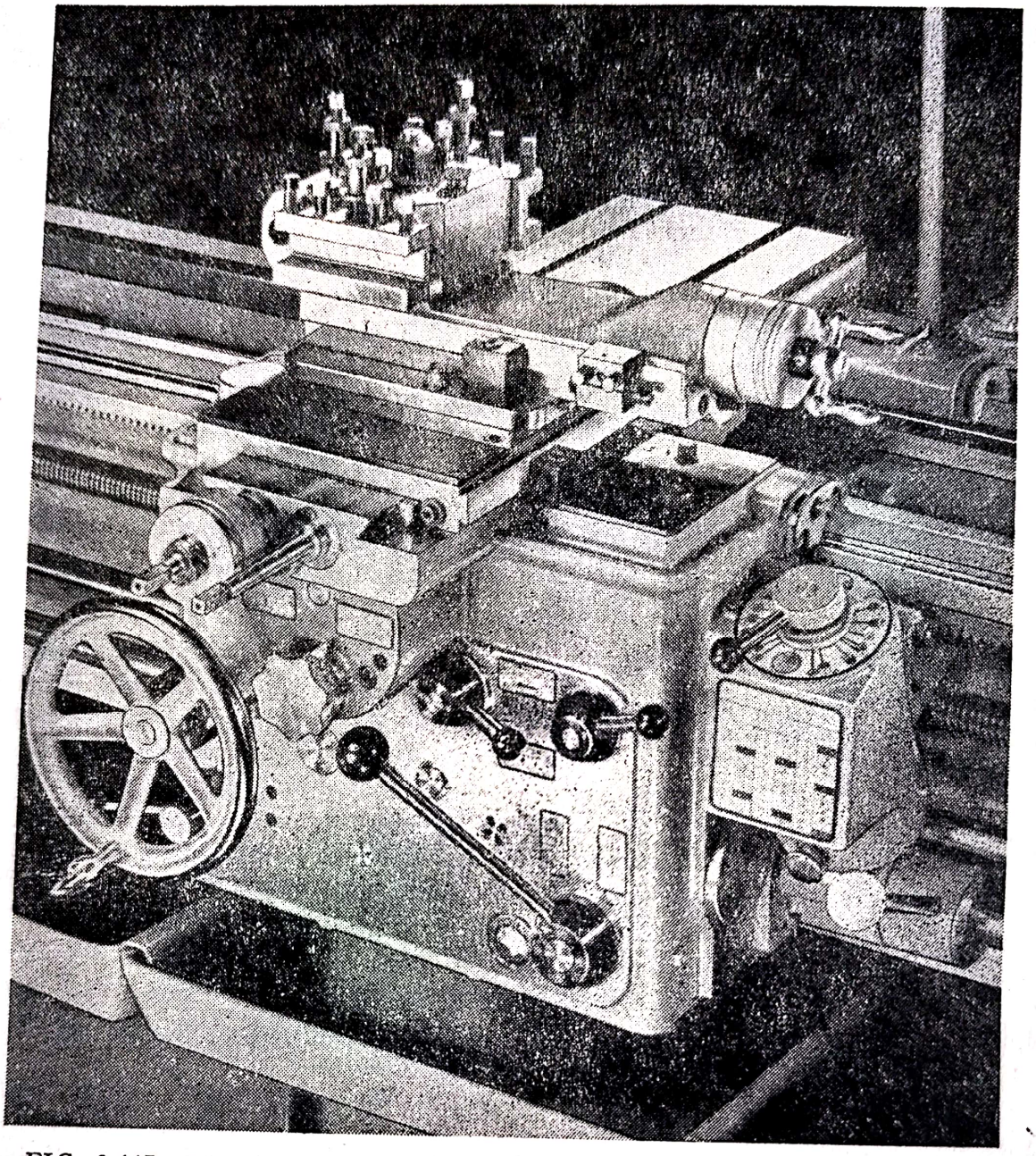


FIG. 9.117. Cărucior de strung universal, cu motor pentru deplasarea rapidă.

La strungul românesc SN-400, motorul auxiliar M_s pentru deplasarea rapidă (fig. 9.118) este fixat pe batiu și antrenează prin curele axul avansurilor *Aw*, care este legat la cutia de avansuri *Cw* prin intermediul unui cuplaj de sens unic S_1, datorită căruia deplasarea rapidă se poate efectua cu sau fără întreruperea mișcării de avans.

Această construcție corespunde schemei din fig. 9.111, în locul diferențialului *Dif* fiind cuplajul S_1, iar inversorul I_R, plasat la dreapta diferenția-

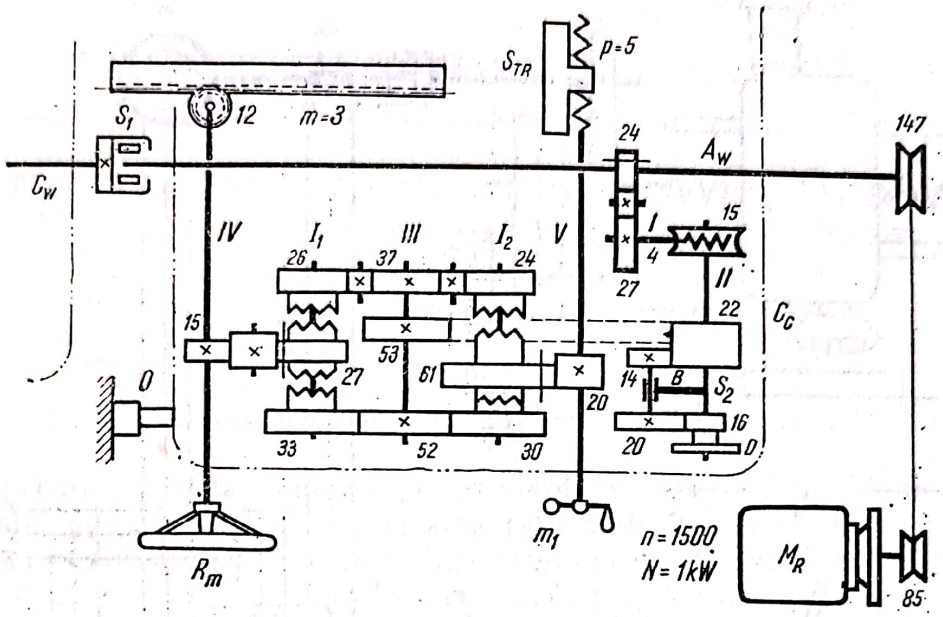


FIG. 9.118. Schema lanțului cinematic de deplasare rapidă a căruciorului strungului SN-400.

lului, este reprezentat în fig. 9.118 de ansamblu de inversoare-cuplaje I_1 și I_2.

Telecomanda manuală a deplasării rapide a unor subansambluri are o largă aplicare la mașinile-unelte grele, ca mașinile de frezat, rabotezele, strungurile carusel etc.

În fig. 9.119 este schematizat lanțul cinematic de deplasare rapidă a păpușii verticale a unei mașini de frezat.

Deplasarea manuală se face cu manivela m, care prin angrenajele z_1/z_2 și z_3/z_4 rotește șurubul pentru deplasarea păpușii verticale PV.

Deplasarea rapidă se obține cu ajutorul motorului electric M, prin angrenajele z_5/z_6, z_7/z_8 și z_3/z_4. Comanda pentru intrarea în funcțiune a motorului electric M se dă manual de la panoul pendular prin acționarea manetei m_R într-un sens sau altul, corespunzător sensului de deplasare dorit. „

Pentru deplasarea rapidă spre stînga, este necesară deplasarea manetei m_R spre stînga, care închide contactul C_S, punînd sub tensiune electromagnetul E_S a contactorului K_S. Ca urmare, astfel se închide contactul cuplajului electric C_E și se pune sub tensiune motorul electric M pentru rotirea într-un anumit sens asigurînd deplasarea păpușii verticale PV spre stînga.

Deplasarea manetei m_R spre dreapta determină intrarea în funcțiune a aparaturii similare indexate cu litera D, ceea ce are ca urmare rotirea motorului M în sens invers, datorită inversării fazelor R și T.

Alte exemple de comandă manuală a deplasării rapide se găsesc tratate în vol. II împreună cu lanțurile cinematice ale mașinilor respective.

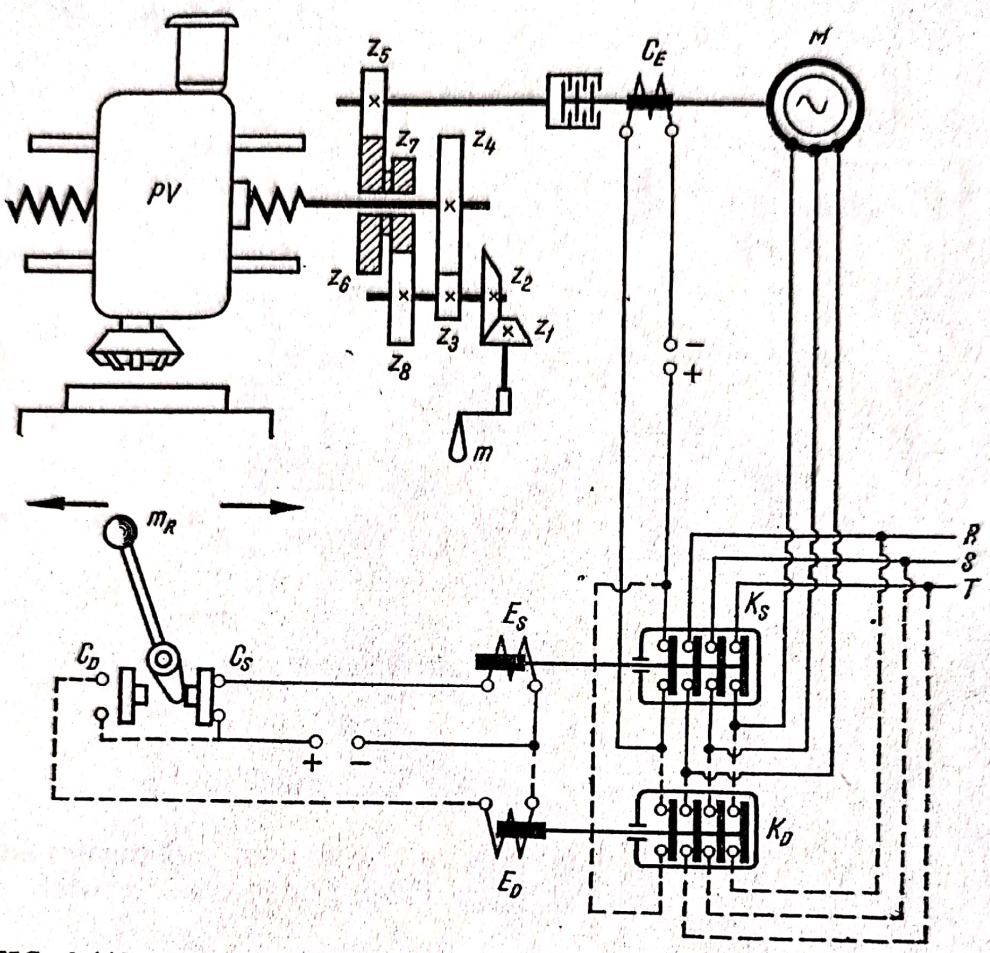


FIG. 9.119. Schema electrică a lanțului cinematic de deplasare rapidă a păpușii verticale a mașinii de frezat din fig. 9.116.

9.6.6. Deplasarea rapidă cu comandă programată

La unele mașini-unelte universale (mașini de frezat, mașini de găurit), la mașinile-unelte semiautomate, automate și la agregatele din liniile automate, ciclul de lucru fiind efectuat pe baza unei comenzi după program, acesta va conține și programarea deplasărilor rapide. Astfel, la mașinile de frezat pentru prelucrarea suprafețelor *1*, *2*, *3*, ale unei piese *P* (fig. 9.120), programul va cuprinde comanda deplasării rapide cu viteza v_r până la suprafața *1*, apoi mișcarea de avans cu viteza *w* pentru prelucrarea acestei suprafe-

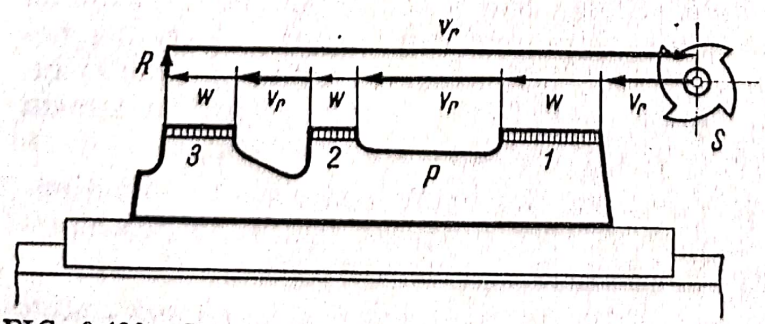


FIG. 9.120. Ciclul de lucru la frezare conținînd și deplasări rapide.

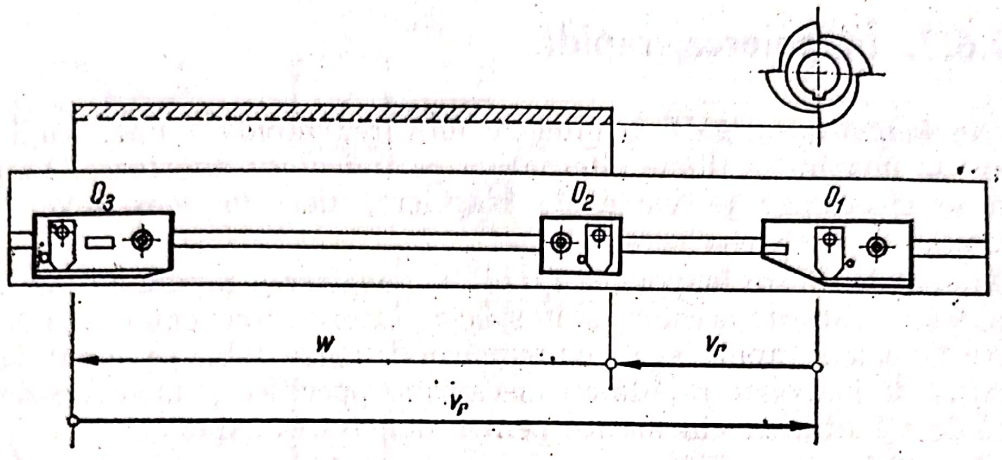


FIG. 9.121. Programarea unui ciclu de lucru pe mașinile de frezat Cugir FU-I sau FV-I.

te, după care urmează comanda pentru deplasarea rapidă pînă la suprafața *2* și așa mai departe inclusiv deplasarea rapidă de înapoiere în poziția inițială.

Realizarea unor astfel de cicluri combinate este posibilă și pe mașinile de frezat Cugir cu ajutorul opritorilor O_1...O_3 (fig. 9.121)) montați pe fața laterală a mesei, opritori care acționează maneta C_4 (v. fig. 9.116). Mișcare de deplasare rapidă comandată de O_1 asigură apropierea rapidă a piesei de freză, moment în care O_2 comandă trecerea de la viteza rapidă a mesei la viteza de avans. La sfîrșitul cursei de prelucrare a piesei, O_3 comandă inversarea sensului mișcării și efectuarea acesteia cu viteză rapidă. Folosind un număr mai mare de opritori diferiți a pot realiza cicluri de lucru și mai complexe.

În alte construcții, pe aceeași față laterală se află mai multe canale (4...6) în care se pot fixa came-cepi, care în deplasarea mesei acționează, în locumanetei M_4, un pachet de microîntrerupători, din circuitele de comandă ale lanțurilor cinematice de avans și de deplasare rapidă.

La mașinile de găurit, în special pentru găuri adînci verticale, eliminarea șpanului implică scoaterea repetată a burghiului din gaură. Se folosește în acest scop o programare în care deplasările de apropiere și de scoatere a burghiului se efectuează prin deplasări rapide după cum se exemplifică în fig. 9.122 după programul *1, 2, 3, ... 13.*

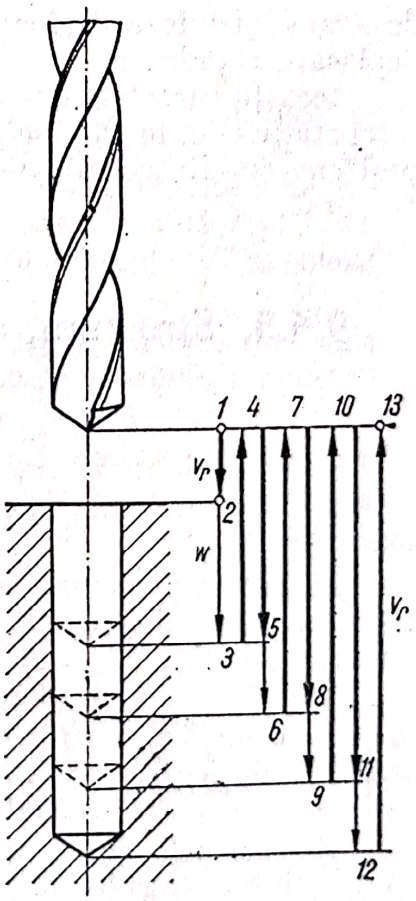


FIG. 9.122. Ciclul de lucru conținînd deplasări rapide la găurire.

9.6.7. Înapoierea rapidă

Prin *înapoierea rapidă* se înțelege mișcarea rapidă a unor sănii, mese, culisouri în mișcare rectilinie alternativă pe traiectorii directoare. Înapoierea rapidă se efectuează pe cursa de înapoiere, deci în sens invers cursei de lucru.

Diferențele dintre înapoierea rapidă și deplasarea rapidă au fost arătate în Cap. 9.6.2. Datorită acestora și în special datorită frecvenței mari de reproducere a înapoierii rapide, egală cu numărul de curse duble pe minut, lanțurile cinematice de înapoiere rapidă au mecanisme specifice și metodică de calcul diferită de a lanțurilor cinematice pentru deplasarea rapidă.

Crieterii de productivitate impun ca viteza de înapoiere rapidă să fie mai mare decît viteza de așchiere, raportul k al acestora

$$k = \frac{v_r}{v_{aș}}$$

fiind supraunitar. Viteza de așchiere fiind totdeauna mai mare decît viteza de avans, și viteza de înapoiere rapidă este mult mai mare decît viteza de deplasare rapidă.

Această caracteristică a vitezei de înapoiere rapidă ca și frecvența mare a repetării sale, la care se adaogă și masa elementelor în mișcare, determină probleme specifice de dinamica inversării (frînare, oprire, accelerare) la capetele de cursă.

9.6.8. Structura, acționarea și comanda lanțului cinematic de înapoiere rapidă

Structura lanțului cinematic de înapoiere rapidă este foarte mult influențată de caracteristicile cinematice ale mecanismului de ieșire al lanțului cinematic principal.

În lanțurile cinematice principale pentru realizarea mișcării pe traiectorii rectilinii, mecanismele care asigură această transformare se pot grupa în: cu autoinversare și fără autoinversare.

Din prima grupă de mecanisme fac parte mecanismele cu bielă-manivelă și cele cu culisă oscilantă. Întrucît acestea prin însăși modul lor de funcționare asigură înapoierea rapidă, lanțurile cinematice principale în aceste cazuri nu necesită un lanț cinematic de înapoiere rapidă.

Mecanismele din a doua grupă fără autoinversare sînt mai numeroase și mai diferite (șurub-piuliță, pinion-cremalieră, cilindru-piston etc.) și necesită pentru obținerea vitezei rapide v_r, în sens invers vitezei de așchiere, mecanisme distincte de cele ale lanțului cinematic principal.

Scanned with OKEN Scanner

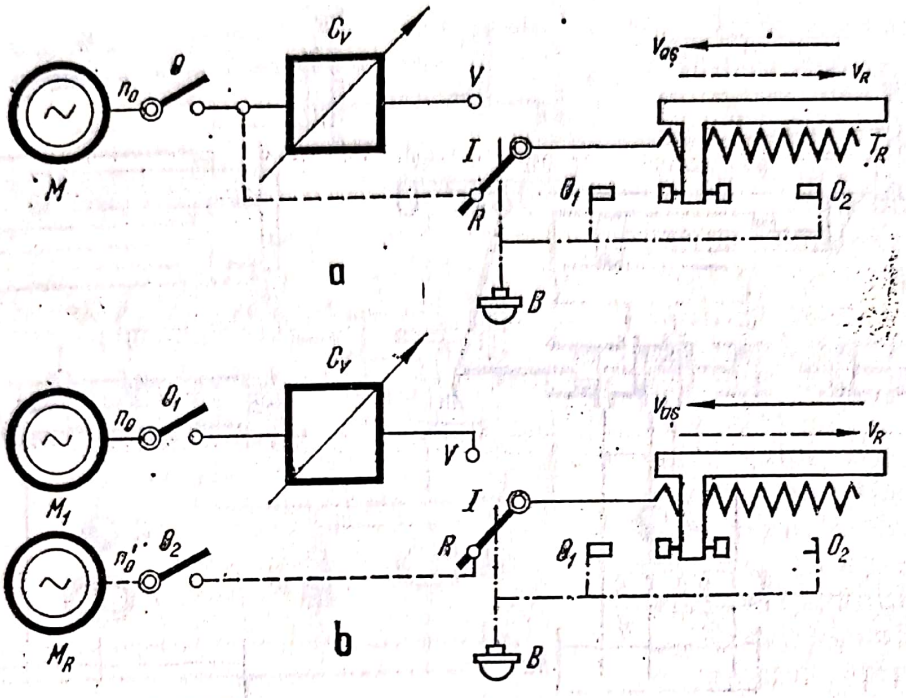


FIG. 9.123. Lanțuri cinematice de înapoiere rapidă:

Două variante de lanțuri cinematice principale mecanice fără autoinversare sînt reprezentate în fig. 9.123 la prima folosindu-se pentru înapoierea raidă un lanț cinematic auxiliar LR care elimină din traseul lanțului cinematic principal cutia de viteze C_v, iar la varianta a doua utilizîndu-se un lanț cinematic auxiliar cu motor propriu M_R pentru obținerea înapoierii rapide.

O largă utilizare în lanțurile cinematice principale cu mișcare rectilinie alternativă au sistemele electrice și în special sistemele hidraulice aplicate în raboteze, morteze, șepinguri, mașini de broșat, de honuit etc.

Viteza de înapoiere rapidă fiind mare (de k ori mai mare decît viteza de așchiere), iar ansamblurile care trebuie deplasate (masa rabotezei cu piesa pe ea, culisoul șepingului sau al mortezei) fiind grele și foarte grele, de ordinul zecilor de tone, acționarea manuală este imposibilă. Din aceste cauze, acționarea înapoierii rapide se face utilizînd motorul lanțului cinematic principal sau un motor auxiliar, comanda inversării putîndu-se efectua manual.

Comanda inversării manuale este foarte obositoate, datorită frecvenței mari de inversări pe unitatea de timp, ceea ce impune ca comanda inversării să fie programată prin limitatorii O_1 și O_2 de capăt de cursă (fig. 9.123) care comandă poziționarea inversorului I pentru înapoierea rapidă sau pentru deplasarea cu viteza de așchiere.

În fig. 9.124 s-a reprezentat schematic acționarea hidraulică a unui șeping cu sertărașul distribuitor S_D în poziția pentru cursa de înapoiere rapidă, cursă în care debitele pompelor P_1 și P_2 se însumează fiind trimise în stînga pisto-

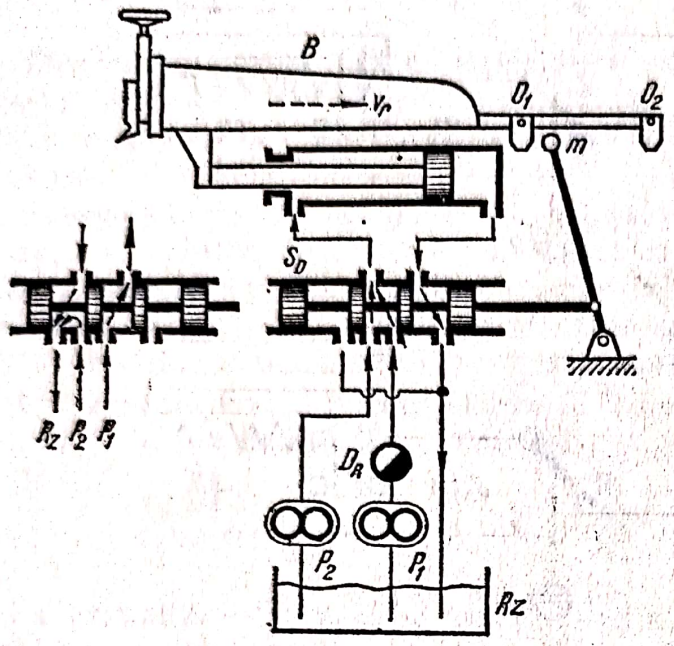


FIG. 9.124. Sistem hidraulic pentru înapoierea rapidă a culisoului unui șeping.

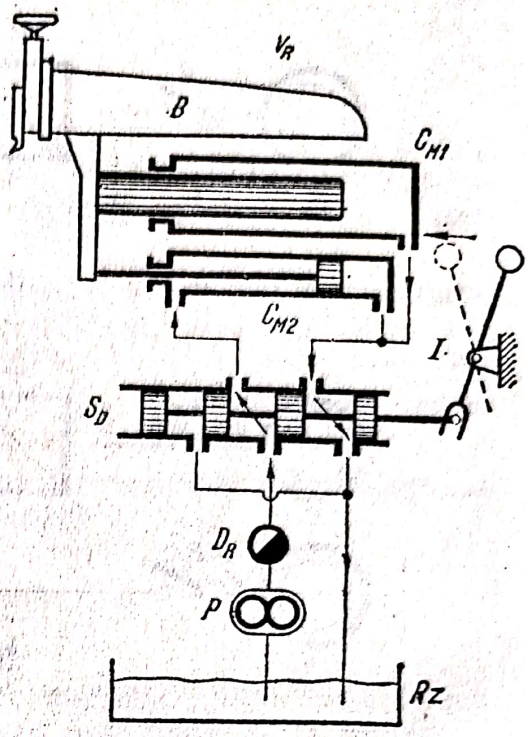


FIG. 9.125. Șeping cu motor hidraulic pentru înapoierea rapidă.

nului motor. Datorită grosimii mari a tijei pistonului, secțiunea utilă a cilindrului este mică, astfel că, sub acțiunea sumei debitelor prompelor P_1 și P_2, viteza pistonului în cursa de înapoiere spre dreapta este foarte mare (80... 120 m/min).

La capătul cursei de înapoiere spre dreapta, opritorul O_1 solidar cu culisoul B acționează maneta m spre dreapta, pistonașele sertărașului distribuitor luînd poziția din schema din stînga. Debitul pompei P_2 este dirijat spre rezervor, iar debitul pompei P_1 spre partea din dreapta a pistonului motor. Datorită faptului că secțiunea cilindrului este mult mai mare (din cauza lipsei tijei pistonului) și debitul pompei P_1 (reglabil cu droselul D_R) este mic, viteza de deplasare spre stînga (viteza de așchiere) va fi mult mai mică decît în cazul precedent.

Fig. 9.125 schematizează un sistem hidraulic în care pentru înapoierea rapidă se folosește un cilindru motor C_{M2} numai în acest scop, întrucît pentru cursa de lucru este utilizat cilindrul motor C_{M1} cu piston plonjor.

În poziția sertărașului distribuitor S_D din schemă, culisoul B se înapoiază rapid spre dreapta, debitul pompei P fiind dirijat în stînga pistonului motorului C_{M2}, piston cu diametrul foarte mic în raport cu diametrul pistonului plonjor din cilindrul motor C_{M1}.

La deplasarea manetei inversorului I spre stînga, același debit al pompei este dirijat spre ambii cilindrii (prin orificiile din dreapta ale acestora), astfel că viteza în cursa de lucru este mult mai mică decît în cursa de înapoiere.

Scanned with OKEN Scanner

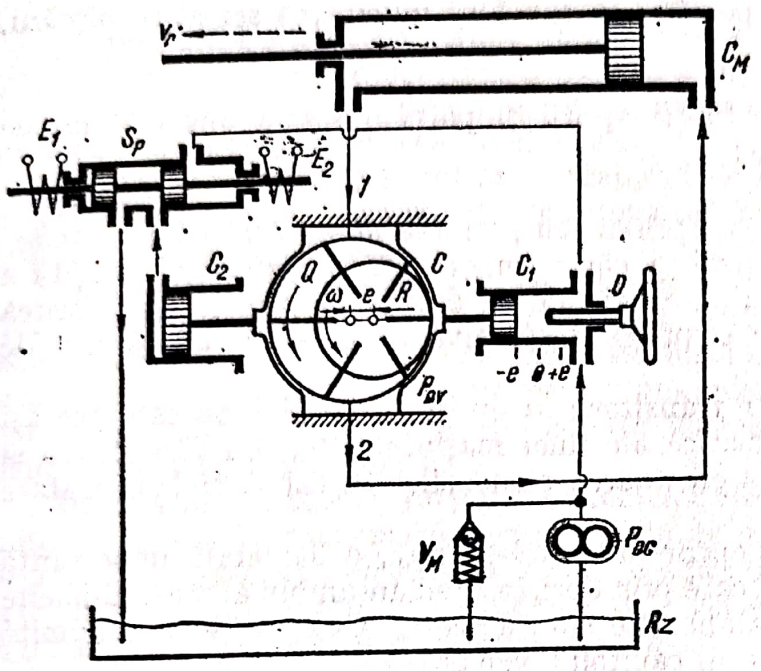


FIG. 9.126. Schema hidraulică a unei raboteze pentru indicarea modului de obținere a înapoierii rapide.

Rabotezele acționate hidraulic folosesc pompe cu debit variabil P_{DV} (fig. 9.126) cu palete sau cu pistonașe.

În poziția din figură, carcasa pompei este deplasată spre stînga, datorită acțiunii pistonului din cilindrul C_1, cilindrul C_2 fiind pus în legătură cu rezervorul prin sertărașul pilor S_p, a cărei poziție spre stînga a fost determinată de acțiunea electromagnetului E_1. Pistonul cilindrului motor C_M se deplasează cu viteza maximă spre stînga, excentricitatea pompei fiind maximă și deci și debitul pompei P_{DV}.

La capăt de cursă, masa rabotezei acționează un contactor electric care pune sub tensiune electromagnetul E_1. Sertărașul pilot se deplasează spre dreapta permițînd uleiului trimis de pompa P_{DC} să acționeze asupra pistonului cilindrului C_2 care deplasează caracasa pompei P_{DV} spre dreapta pînă la oprirea pistonului cilindrului C_1 în șurubul opritor O, opritor cu ajutorul căruia se reglează mărimea excentricității pozitive, deci a debitului în cursa spre dreapta a pistonului cilindrului motor, obținîndu-se reglarea vitezei în cursa de lucru, viteza de așchiere.

9.6.9. Oprirea și pornirea mișcării

Oprirea și pornirea mișcărilor în lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte, cu sau fără inversarea sensului mișcării, sînt operații frecvente, ciclice sau nu în funcție de genul lanțului cinematic.

Astfel oprirea, inversarea sensului și pornirea mișcării, în lanțurile cinematice principale pentru mișcarea rectilinie (raboteze, morteze) se reproduc ciclic, de două ori la o cursă dublă, în timp ce, pentru lanțul cinematic principal al unui strung normal, aceste operații se produc sporadic, inversarea sensului de rotație fiind rar necesară. Aceeași remarcă se poate face și pentru lanțurile cinematice de avans ale mașinilor-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

Operațiile de oprire și pornire, cu sau fără inversarea sensului mișcării, se caracterizează prin:

a — frecvență;

b — timpul necesar efectuării opririi și pornirii sau a ansamblului de faze oprire-inversare-pornire;

c — precizia opririi.

Fenomenele care au loc la oprirea sau pornirea mișcării într-un lanț cinematic sînt fenomene tranzitorii, a căror importanță pentru buna reușită a realizării acestor operații auxiliare depinde de durata în care se face oprirea sau pornirea, de la emiterea comenzii respective ca și de spațiul parcurs de elementul în mișcare.

Importanța fenomenelor tranzitorii la oprire și pornire nu este aceeași pentru toate lanțurile cinematice ale unei mașini-unelte, din care cauză și mecanismele care concură la efectuarea comenzilor în cauză trebuie tratate diferențiat.

Din ansamblul de faze oprire-inversare-pornire, o deosebită importanță are faza de oprire în cazul în care prin oprirea unui ansamblu al mașinii-unelte se urmărește obținerea unei anumite cote a piesei. Operația este denumită *oprirea la cotă* și este tratată în capitolul următor.

De asemenea ansamblul de faze oprire-inversare-pornire are o deosebită importanță pentru lanțurile cinematice de copiere, problemă care a fost tratată în cap. 8.

Ca urmare, prezentul paragraf se va ocupa de cele trei faze pentru cazul în care importanța opririi la cotă este minoră.

Revenind la caracteristicile operațiilor de oprire-pornire, este necesar a se preciza că:

a) frecvența opririlor, inversărilor și pornirilor mișcării în lanțurile cinematice este cuprinsă într-un domeniu foarte larg depinzînd de tipul mașinii-unelte și de lanțul cinematic asupra căruia sînt necesare aceste operații. Ca limite extreme se pot cita (număr de inversări pe oră) la:

— mașinile de prelucrat roți dințate prin mortezare:	300 000 ... 70 000
— mașini de superfinisat:	10 000 ... 90 000
— filetarea șuruburilor scurte:	3 000 ... 4 000
— raboteze, morteze etc.:	2 000 ... 3 000
— unele strunguri automate:	400 ... 600

Frecvența opririlor, inversărilor și pornirilor este limitată de mărimea forțelor de inerție a maselor al căror sens de mișcare se inversează, forțe care acționează asupra mecanismelor de inversare și la care acestea trebuie să corespundă pe o durată de timp cît mai mare.

b) timpul necesar efectuării opririi, a pornirii sau a opririi-inversării-pornirii, trebuie să fie minim întrucît el afectează negativ productivitatea mașinii-unelte. Din această cauză, pentru oprire în unele lanțuri cinematice cu mișcare de rotație se prevăd mecanisme de frînare.

c) precizia opririi este cerută numai pentru mișcarea de avans sau de poziționare a sculei și se dezvoltă în genere prin programarea opririi la cotă, cu opritori mecanici, sau prin alte tipuri de programe (benzi, cartele etc.), problemă tratată în capitolele următoare.

Inversarea sensului de rotație la capătul de ieșire al lanțului cinematic necesită mecanisme specifice naturii (mecanice, hidraulice, electrice etc.) lanțului cinematic în cauză.

Inversarea sensului mișcării pe traiectorii rectilinii poate fi făcută de însuși mecanismul de la capătul de ieșire al lanțului cinematic, dacă acesta este cu autoinversare, ca de exemplu mecanismele cu bielă-manivelă, culisă oscilantă sau came. În caz contrar, pentru mecanisme cu șurub-piuliță, pinion-cremalieră, cilindru-piston etc. este necesar un mecanism de inversare dispus înaintea ultimului mecanism.

Inversarea sensului de rotație a motoarelor electrice. Schimbarea sensului mișcării într-un lanț cinematic poate fi obținută ușor prin inversarea sensului de rotație a motorului electric care antrenează lanțul. Operația este comodă și avantajoasă prin faptul că, în procesul de inversare, motorul electric asigură și o frînare corespunzătoare a lanțului cinematic. Totuși *inversarea prin motor*, cum este denumită această operație, nu este recomandată decît pentru o frecvență redusă a inversărilor, deoarece efectele termice, la frînarea rotorului prin contra curent sînt mari, ceea ce conduce la încălzirea excesivă a sa și deci la arderea bobinajului.

În genere, frecvența inversării sensului de rotație a motoului electric este cu atît mai mică cu cît puterea motorului este mai mare.

Pentru mărirea frecvenței inversării se folosesc motoare electrice de construcție specială cu ventilație forțată sau agregate electrice de tip Ward-Leonard.

Inversarea mișcării în sistemele hidraulice. Sistemele hidraulice sînt foarte indicate la obținerea mișcării pe traiectorii rectilinii, cu atît mai mult cu cît și posibilitățile de inversare sînt superioare inversării motoarelor electrice, putînd ajunge la 12 000 ... 15 000 inversări pe oră. În cazul inversării hidraulice a sensului mișcării, organele care iau parte la această operație (sertărașe, distribuitoare) au o energie cinetică foarte mică datorită deplasării rectilinii, în comparație cu aceea a rotorului unui motor electric în rotație.

Cu toate acestea, fenomenele dinamice în sistemele hidraulice datorite inversării sînt destul de complexe și încă insuficient studiate. Amănunte în această problemă se pot găsi în tratatele de specialitate ca de exemplu [101][102][57].

Inversoare mecanice. Inversoarele mecynice se folosesc pentru inversarea sensului de rotație a mișcării din lanțul cinematic și constau din mecanisme cu roți dințate cilindrice sau conice.

Din punct de vedere constructiv se pot împărți în:

— oscilante;
— cu roți baladoare;
— cu cuplaje cu gheare;
— cu ambreiaje;
— cu roți conice.

Scanned with OKEN Scanner

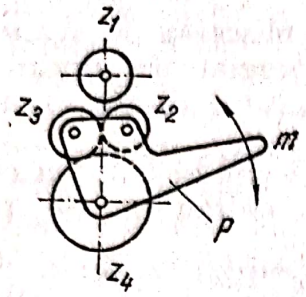


FIG. 9.127. Inversor oscilant cu roți dințate cilindrice.

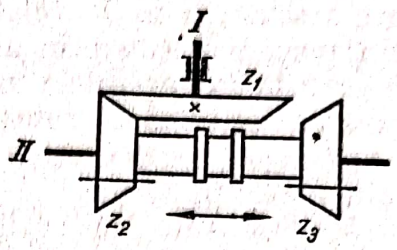


FIG. 9.128. Inversor oscilant cu roți dințate conice.

Inversorul oscilant cu roți dințate cilindrice reprezentat în fig. 9.127 constă din roțile dințate z_1 de pe axul conducător, z_4 de pe axul condus și intermediarele z_2 și z_3 fixate pe placa oscilantă P. Roata dințată z_3 este totdeauna în angrenare cu roțile z_4 și z_2.

Rotind placa oscilantă cu maneta m se poate aduce în angrenare cu z_1, fie roata z_2, fie roata z_3, în primul caz obținîndu-se rotirea lui z_4 în sens invers roții z_1 și în același sens pentru cazul angrenării lui z_3 cu z_1. Aceste inversoare sînt pe cale de dispariție.

Inversorul oscilant cu roți conice (fig. 9.128) constă dintr-un bloc de roți conice z_2 și z_3 care poate fi deplasat (pe pană sau caneluri) în lungul axului său, pentru a angrena una din roțile sale cu roata z_1. Mișcarea se poate transmite de la axul I la axul II într-un sens sau altul după cum mișcarea poate fi transmisă invers de la axul II la axul I.

Ambele mecanisme au o poziție de mijloc în care angrenarea cu roata z_1 nu este posibilă, asigurînd astfel oprirea transmiterii mișcării de la axul conducător la cel condus.

Inversoare cu roți baladoare. Inversarea cu ajutorul roților baladoare se bazează pe posibilitatea de angrenare a unei roți baladoare direct cu roata de pe axul conducător sau prin intermediul unei roți intermediare.

În fig. 9.129 sînt reprezentate cîteva variante din care prima asigură aceeași turație în ambele sensuri în timp ce celelalte variante, datorită raporteelor de transmitere care pot fi realizate cu ajutorul angrenajelor intermediare, permit obținerea unor turații diferite între ele.

Inversoare cu cuplaje cu gheare. Principiul de funcționare al inversoarelor cu cuplaje cu gheare (fig. 9.130) este același ca și al inversoarelor cu roți baladoare, adică a folosirii unei intermediare z_1 între roțile dințate z_1 și z_2 și o angrenare directă între roțile z_3 și z_4. Roțile z_2 și z_4 sînt libere pe axul II și transmit mișcarea acestuia numai prin cuplajul C în același sens sau invers, funcție de poziția de cuplare a acestuia, la stînga sau la dreapta. În varianta *b*, se poate realiza o multiplicare sau demultiplicare a raportului de transmitere în raport cu cel al angrenajului z_5/z_6.

Inversoare cu ambreiaje. Construcția inversoarelor cu ambreaje (fig. 9.131) este identică cu a inversoarelor cu cuplaje cu gheare, în locul acestora fiind

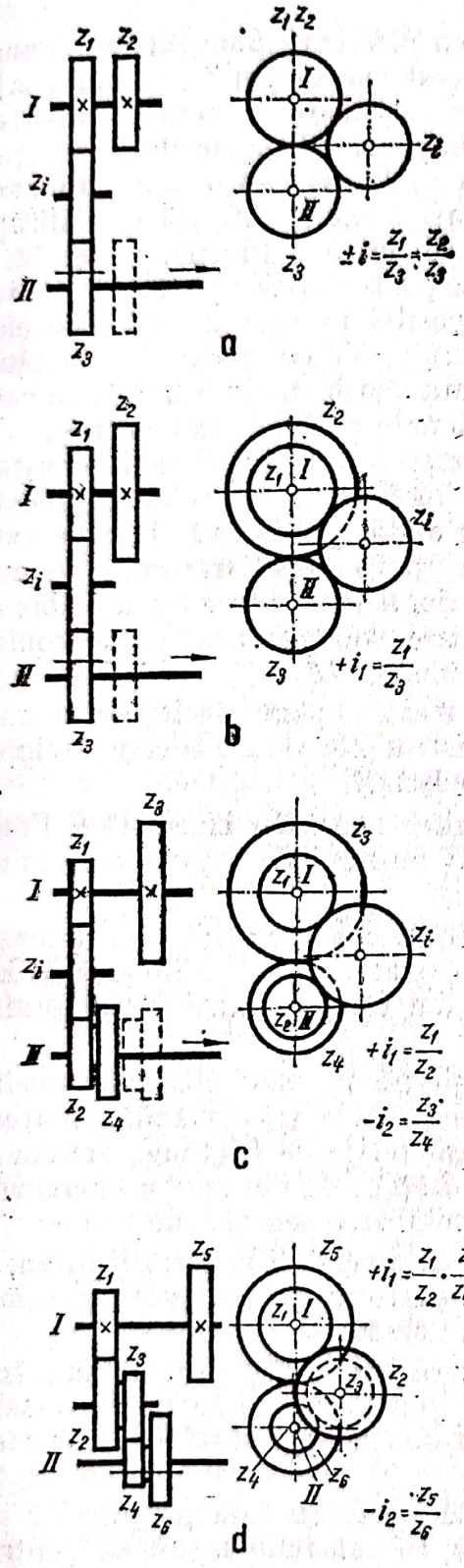


FIG. 9.129. Inversoare cu roți baladoare.

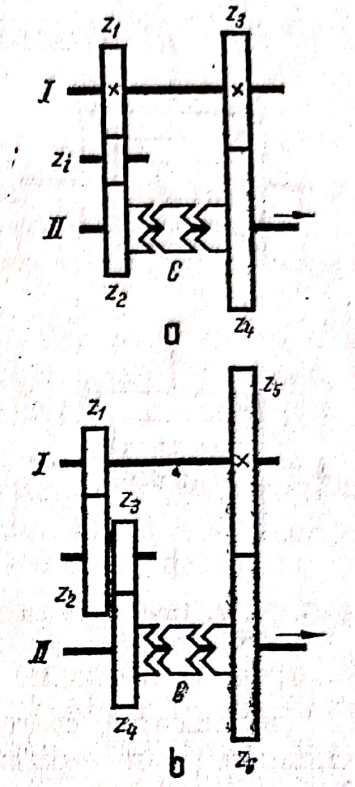


FIG. 9.130. Inversoare cu cuplaj cu gheare.

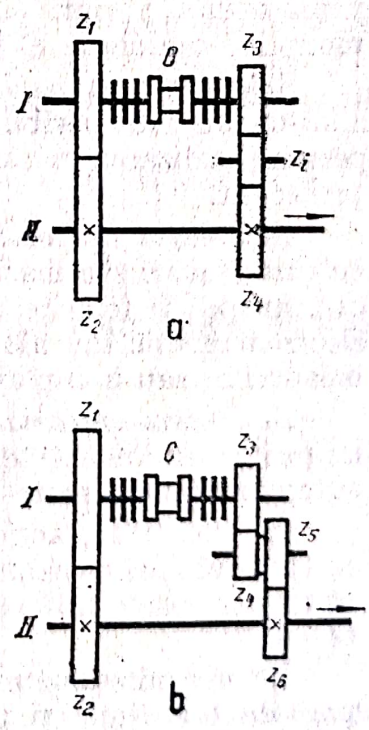


FIG. 9.131. Inversoare cu ambreiaje.

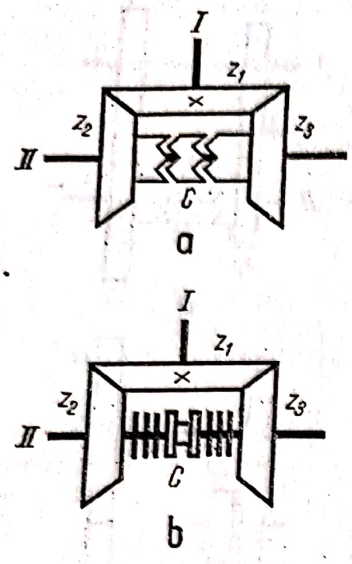


FIG. 9.132. Inversoare cu roți conice.

utilizate ambreiaje cu plăci sau (mai rar) cu conuri de fricțiune. Și în acest caz se pot folosi angrenaje intermediare (varianta *b*), care să modifice raportul de transmitere în unul dintre sensurile de rotație.

Inversoarele cu ambreiaje au o largă utilizare în construcția de mașini unelte datorită posibilității de acționare a lor sub oricare turație, astfel încît inversarea sensului se poate obține aproape instantaneu, ceea ce nu este posibil în cazurile inversoarelor cu baladori sau a cuplajelor cu gheare și, în plus, inversarea poate fi automatizată în cazurile în care ambreiajele sînt acționate hidraulic sau electric.

Inversoare cu roți conice. Constructiv constau din trei roți conice (fig.9. 132) continuu angrenate între ele, dintre care după z_2 și z_3 sînt libere pe axul respectiv, mișcarea putîndu-se transmite numai prin acționarea cuplajului (varianta *a*) sau ambreiajului (varianta *b*) care solidarizează roata conică respectivă cu axul condus *II*.

Inversoarele cu roți dințate conice sînt mai compacte decît cele cu roți cilindrice și sînt utilizate în mod special în construcțiile în care se cere și schimbarea direcției pe care se face transmiterea mișcării.

Acționarea în oprirea, inversarea și pornirea lanțurilor cinematice. Frecvența opririi, pornirii și eventual a inversării sensului de rotație determină modul de acționare al inversorului.

Acționarea manuală a inversorului utilizată la cea mai mare parte a mașinilor-unelte este posibilă numai la frecvență relativ redusă a inversării. Ea permite utilizarea oricărui gen de inversori din cei prezentați în paragraful precedent.

Acționarea cu comandă manuală este folosită în cazul mașinilor-unelte cu turații mari și a mașinilor-unelte grele care necesită telecomandă. În acest caz, nu pot fi folosite decît inversoare cu ambreiaje de fricțiune, acționate electromagnetic sau hidraulic, datorită dificultăților de obținere a angrenării baladorilor sau a cuplajelor cu gheare, la schimbarea sensului de rotire.

Acționarea cu comandă programată a opririi inversării și pornirii în unele lanțuri cinematice este utilizată larg la mașinile-unelte automate și semiautomate pentru toate lanțurile cinematice al acestora.

În particular, acționarea opririi, inversării sensului și pornirii mișcării cu ajutorul unei comenzi programate se aplică și unor mașini-unelte universale cu mișcare principală rectilinie alternativă ca de exemplu la raboteze, morteze etc.

La mașinile-unelte cu acționarea inversării cu comandă programată se prevede totdeauna și posibilitatea inversării cu comandă manuală, pentru a permite reglarea inițială sau ulterioară a mașinii-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

9.7. OBȚINEREA PRECIZIEI DIMENSIONALE

9.7.1. Generalități

a. **Precizie și eroare.** Prin preciziea dimensională a unei piese se înțelege gradul de corespondență dintre dimensiunile măsurate ale acestuia (dimensiunile efective) și dimensiunile respective prescrise pe desen (dimensiunile nominale.)

După cum s-a arătat la Generarea suprafețelor reale există deosebiri esențiale între suprafața geometrică (nominală) reprezentată în desen, suprafața reală generală prin așchiere și suprafața efectivă determinată prin măsurarea suprafeței reale.

Deoarece mărimile suprafețelor sînt determinate prin *dimensiuni* (lungime, lățime, diametru etc.) și acestea la rîndul lor (fig. 9.133) sînt:

— dimensiuni nominale *(N)* înscrise pe desen;
— dimensiuni reale *(R)* și
— dimensiuni efective *(E)* obținute prin măsurarea dimensiunilor reale.

Diferența dintre dimensiunea efectivă și dimensiunea nominală este denumită *abatere (A)*. Mărimea ei trebuie să se încadreze în cîmpul de toleranță *(T)* prescris în desen dimensiunii nominale. Abaterile a două piese care funcționează împreună determină un *ajustaj* (cu joc, strîngere sau intermediar) funcție de asamblarea impusă.

Dimensiunea efectivă se obține prin măsurare. Oricît de minuțios s-ar efectua măsurarea, ea este însoțită de *eroare*, datorită impreciziei mijloacelor de măsurare și control, a erorii de citire, a influenței factorilor termici etc.

Eroarea de măsurare este diferența dintre dimensiunea reală R și dimensiunea efectivă E obținută prin măsurare.

Cauzele erorilor sînt foarte variante dar pot fi totuși grupate în:

— erori grosolane;
— erori sistematice și
— erori accidentale.

Erorile grosolane se pot datora folosirii greșite a aparatelor de măsurare, reglării greșite a acestora, erorilor de calcul, schimbării bruște a regimului termic etc.

Erori grosolane de măsurare se observă în majoritatea cazurilor la măsurările efectuate de un personal insuficient de bine pregătit ca și în cazul folosirii unor aparate de măsură nestabile (șuruburi de strîngere insuficient fixate, lipsa de rigiditate a unor ansambluri etc.).

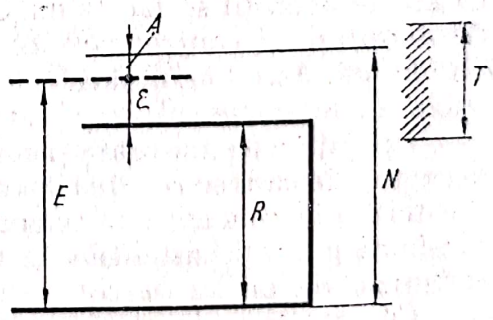


FIG. 9.133. Precizarea dimensiuni nominale (N), reale (R) și efective (E).

Erorile sistematice intră în rezultatul măsurilor ca o mărime constantă și cu semn constant. Ele se pot datora:

— etalonării eronate (divizare greșită, eroare de zero, așezare greșită a aparatului etc.);

— variației temperaturii în timpul măsurării;

— metodei de măsurare etc.

Erorile accidentale sînt erorile care nu pot fi determinate din punct de vedere al cauzelor apariției (în anumite limite), cît și din punct de vede al semnului. Acestea se pot grupa în:

— erori de citire (puterea separatoare a ochiului, paralaxă, interpolare etc.);

— erori de mobilitate (frecarea între piesele în mișcare ale aparatului de măsură etc.);

— erori de hysterezis determinate de starea anterioară a aparatului, de variația efortului de măsurare etc.

b. Măsurarea piesei. În cele ce urmează, prin măsurarea și controlul piesei, ne vom referi de fapt la măsurarea și controlul *unei dimensiuni* a piesei, măsurarea și controlul piesei constînd din efectuarea aceleași operații pentru un număr oarecare de dimensiuni ale acesteia.

Măsurarea unei dimensiuni constă în compararea directă a dimensiunii în cauză cu scala gradată a unui aparat de măsură. De exemplu, măsurarea diametrului unei piese cu ajutorul unui șubler rezidă în compararea grosimei piesei cu lungimea gradată a șublerului.

Controlul dimensional (poate exista și controlul formei) a unei piese constă în compararea directă a unei dimensiuni, cu dimensiunile unui dispozitiv de control (verificator). De exemplu, controlul diametrului unei piese se face cu un verificator potcoavă care asigură numai două dimensiuni: maximă și minimă admisibilă.

În industria constructoare de mașini, măsurarea și controlul pieselor prelucrate pe mașinile-unelte se efectuează cel puțin în două locuri distincte:

— la (sau pe) mașina-unealtă;

— în secția de control tehnic.

Pentru constructorul de mașini-unelte este importantă prima situație: măsurarea și controlul pieselor la (sau pe) mașina-unealtă. Vom considera că aceste operații se fac *la* mașina-unealtă, atunci cînd sînt folosite mijloace de măsurare și control care *nu* aparțin mașinii, ele putînd fi utilizate și în alte locuri. Astfel de mijloace de măsurare și control sînt de exemplu: metrul, șublerul, micrometrul, verificatoarele etc.

Operațiile de măsurare și control efectuate *pe* mașina-unealtă le vom considera pe cele care se realizează cu mijloace proprii ale mașinii-unelte, integrate acesteia prin concepția și construcția ei. Ca exemplu, citățm: riglele gradate, tamburii gradați, sistemele de măsură și control electrice, pneumatice etc., sistemele de oprire la cotă etc.

Ca urmare, cele ce urmează se vor referi în genere numai la *măsurarea și controlul dimensional a piesei pe mașina-unealtă.*

Scanned with OKEN Scanner

c. **Scopul măsurării și controlului dimensional la și pe mașina-unealtă.** Este evident că scopul final al acestor operații auxiliare este cel de a obține dimensiunile piesei în limita toleranțelor admise, adică a realiza precizia dimensională prescrisă pe desenul de fabricație. Dar scopul imediat al operațiilor de măsurare și control este cel de a informa operatorul uman sau însăși mașina-unealtă în cazul automatizării acestor operații, pentru a se lua măsurile corespunzătoare de eliminare a cauzelor care au condus la obținerea unor dimensiuni care depășesc (într-un sens sau altul) toleranțele impuse.

Datorită posibilității de intervenție a operatorului uman ca și a mașinii-unelte în readucerea „la cotă" a aparatajului mașinii, măsurarea și controlul dimensional al pieselor sînt împărțite în:

— măsurarea sau controlul pasiv care constă în a releva eroarea, urmînd ca acțiunea de eliminare a cauzelor erorii să fie întreprinsă de operatorul uman.

Măsurarea și controlul pasiv pot fi efectuate:

— manual (metrul, șublerul etc.);

— mecanizat (aparate și intrumente mai complexe care semnalizează eroarea) și

— complex (aparataj de măsură sau control care pe lîngă semnalizarea erorii, oprește mașina-unealtă, în momentul atingerii valorii limită admisibilă)

— măsurarea sau controlul activ constă în relevarea erorii, urmată de eliminarea cauzelor, fără intervenția operatorului uman (repoziționarea sculei în raport cu piesa, reascuțirea automată a sculelor abrazive, înlocuirea sculelor uzate etc.).

Rezultă din cele de mai sus că măsurarea și controlul dimensional *la* mașina-unealtă, efectuîndu-se manual cu aparataj care nu aparține mașinii, are o importanță minoră pentru constructorul de mașini-unelte în timp ce aceleași operații efectuate *pe* mașina-unealtă, cu posibilitățile proprii, trebuie să prezinte o preocupare deosebită pentru proiectantul mașinii.

În cazul măsurării sau al controlului dimensional pe mașina-unealtă, aceasta se comportă ca un aparat de măsură, respectiv ca un dispozitiv de control dimensional, astfel încît ea trebuie să răspundă legilor acestor aparate și teoriei construcției lor.

În cazul măsurării și controlului dimensional activ, pe lîngă sarcinile precedente, mașina-unealtă trebuie, pe baza măsurii făcute, să acționeze în sens invers cauzelor care au dat naștere erorii.

Totuși există diferențieri mari între modul cum se realizează măsurarea dimensiunii — denumite *cotă* în limbajul de specialitate — de către un aparat de măsură și de către mașina-unealtă.

Aparatul de măsură posedă o riglă sau o scală gradată într-un sistem de măsurare convențional (metric, țoli etc)., deci posedă un port-program pe care este programată dimensiunea, într-un cod oarecare. Măsurarea constă în compararea cotei piesei cu această gradație și este o *operație statică*.

Scanned with OKEN Scanner

La mașina-unealtă, dimensiunea (cotă) se programează pe diferite tipuri de port-programe (rigle, tamburi gradați, came, cartele și benzi perforate etc.) și se realizează printr-o deplasare a unui organ mobil. În momentul realizării dimensiunii — denumită ajungerea sau atingerea cotei — mișcarea trebuie oprită (de către operatorul uman sau de însăși mașina-unealtă). Caurmare pe mașina-unealtă realizarea cotei este o *operație dinamică*, terminată printr-o comandă de oprire a mișcării respective.

Modul dinamic de realizare a dimensiunii pe mașina unealtă ridică probleme suplimentare și specifice în comparație cu cele ale aparatelor de măsură.

Pe de altă parte, realizarea unei cote pe mașina-unealtă este necesară în două cazuri distincte:

— în afara procesului de așchiere, operația denumită *poziționarea sculei* în raport cu piesa (sau invers), caz în care intră în funcțiune lanțurile cinematice *auxiliare* de poziționare. Cota se obține printr-o deplasare rapidă, deci cu viteză mare, condiționată de reducerea timpului auxiliar. Poziționarea este denumită în limbajul comenzii numerice (conform I.S.O.) prin Positioning Control sau Point to Point în engleză, Commande de mise en position (sau Point á Point) în franceză și prin Positionsteuerung în germană.

— în timpul procesului de așchiere, operație denumită *oprirea la cotă*, caz în care la realizarea cotei se comandă și se efectuează oprirea lanțului cinematic de avans. Deci în acest caz se oprește un lanț cinematic *generator*, care asigură deplasarea cu viteză de avans, viteză mult mai mică decît în cazul precedent, și a cărei mărime depinde de parametrii procesului de așchiere. În limbajul folosit de comanda numerică, oprirea la cotă este denumită Line Motion Control System (sau Straight Cut Control), Comande paraxiale de mouvement (sau Deplacement lineaire) și respectiv Streckensteuerung.

d. Clasificarea modurilor de măsurare. În teorema măsurării se consideră două moduri de efectuare a acesteia:

— măsurarea directă se efectuează cu un instrument de măsură direct asupra piesei și

— măsurarea indirectă, cazul în care mărimea unei cote se determină prin deplasarea unui organ al mașinii-unelte, de exemplu deplasarea mesei la mașinile de frezat, sau a căruciorului la strung.

Această diferențiere este necesară deoarece, în cel de al doilea caz, erorile de măsurare (de realizare a cotei) sînt influențate și de erorile grosolane sistematice și accidentale care pot apare în cursul realizării cotei prin deplasarea saniei.

În literatura de specialitate privind comanda numerică a mașinilor-unelte, se mențin aceste două denumiri, însă sensul lor diferă de cel enunțat mai sus. Prin măsurarea directă, în cazul comenzii numerice, se înțelege măsurarea deplasării mesei, în raport cu batiul mașinii, în timp ce prin măsurarea indirectă se înțelege măsurarea deplasării unui organ care asigură

deplasarea mesei, de exemplu măsurarea unghiului de rotație al șurubului conducător al mesei mașinii-unelte.

Întrucît nu toate mașinile-unelte sînt dotate cu comandă numerică și cum pe de altă parte există multe cazuri în care măsurarea se face direct pe piesă (de exemplu controlul activ la rectificarea inelelor de rulmenți), este necesar a se lua în considerare existența a trei moduri de efectuare a măsurării:

— măsurarea directă a cotei piesei;
— măsurarea directă a deplasării organului în mișcare;
— măsurarea indirectă a deplasării aceluiași organ.

Cu această clasificare, se pot aborda toate problemele legate de realizarea cotei piesei pe mașina-unealtă, satisfăcînd și cerințele comenzii numerice aplicată la realizarea deplasărilor care în genere se referă numai la un domeniu restrîns de mașini-unelte.

e. **Măsurarea absolută și incrementală,** indiferent dacă măsurarea este directă sau indirectă, ea poate fi absolută sau incrementată, depinzînd de aparatul, instrumentul sau sistemul cu care se efectuează măsurarea.

Măsurarea absolută este făcută de aparate care indică mărimea în funcție de originea sa; de exemplu șublerul indică mărimea unei cote funcție de cota zero, sau ceasornicul indică ora funcție de ora zero (ora 12 noaptea).

Măsurarea incrementală este efectuată cu mijloace de măsurat care indică o mărime ce nu depinde de originea mărimii măsurate, de exemplu comparatorul indică un număr de zecimi sau sutimi de mm, indiferent de mărimea cotei măsurate (deci nu depinde de originea cotei), sau cronometrul indică un număr oarecare de secunde, indiferent de ora momentană.

Această deosebire a modului de funcționare a unor mijloace (sau sisteme de măsurare) este importantă, îndeosebi la măsurarea cotelor pe mașinile-unelte, deoarece metoda incrementală se pretează în mod deosebit la această operație, dar, imposibilitatea indicării originii măsurării și deci și a semnului acestei (ceea ce înseamnă că sensul deplasării unei sănii nu este sesizat de, sau este indiferent pentru, aparatul de măsură), implică un aparataj suplimentar, pentru indicarea integrală a deplasării (mărime și sens).

Aparatul utilizat în măsurarea incrementală a deplasării unei mese emite numai semnale de anumită mărime, pe care un alt aparat trebuie să le însumeze ca să indice mărimea și sensul deplasării. De exemplu, o riglă gradată solidară cu masa care se deplasează poate fi citită de un cititor (sau traductor) emițînd cîte un impuls electric, de fiecare dată cînd o gradație trece prin fața sa.

f. **Măsurarea numerică (digitală) și măsurarea analogică.** A măsura o lungime înseamnă a compara aceasta cu o altă lungime denumită *unitate de măsură*. Rezultatul măsurării este cîtul dintre cele două lungimi și evident acest rezultat este un *număr* adimensional.

Unitatea de măsură poate intra de un număr întreg de ori sau nu în mărimea supusă măsurării. În ultimul caz, se poate apela la o unitate de mă-

Scanned with OKEN Scanner

sură mai mică (divizionară) cu care se măsoară mărimea care a fost mai mică decît unitatea de măsură anterioară și așa mai departe. Ca urmare, măsurarea se efectuează numai cu *unități întregi*, indiferent cît de mici sînt acestea (cm, mm, μm etc.), unități întregi denumite și pași *unitari*.

Astfel cota reprezentată prin numărul 32,574 mm constă din:

3 pași unitari de un cm, sau
32 pași unitari de un mm, sau
325 pași unitari de 0,1 mm, sau
3 257 pași unitari de 0,01 mm, sau
32 574 pași unitari de 0.001 mm,

în funcție de calitatea aparatului de măsură cu ajutorul căruia se efectuează măsurarea. Operatorul uman, măsurînd de exemplu cu metrul o cotă, poate constata cu ochiul liber că ea este mai mare de 32 mm însă este mai mică de 33 mm, putînd trage concluzia că cota aproximativă este de 32,5 mm. Nu același lucru se întîmplă în cazul mașinii-unelte cu sau fără comandă numerică, deoarece pe aceasta nu se pot programa decît cote conținînd un număr întreg de pași unitari.

De aici, rezultă o terminologie aparte, ca de exemplu *cuantificarea* cotei, adică prezentarea ei sub formă de numere întregi (chiar dacă este vorba de zecimi, sutimi sau miimi de mm). Numărul care reprezintă astfel cota, poate fi scris în sistemul de numerare zecimal sau în altul, adică poate fi *codificat*, căpătînd denumirea de *reprezentarea numerică cifrică* sau *digitală* (digit = cifră, în engleză) a cotei respective.

Măsurarea pe baza cuantificării cotei este denumită *Măsurare numerică*, digitală sau cifrică.

Din cauze diferite, pentru măsurarea unei mărimi fizice, se apelează la măsurarea altei mărimi fizice care depinde de prima, de exemplu măsurarea unei lungimi prin mărimea unghiului de rotație a acului unui comparator, sau măsurarea deplasării mesei unei mașini-unelte prin variația unei tensiuni electrice, determinată de variația rezistenței unui reostat, acționat de masa mașinii.

În aceste cazuri, mărimea care măsoară cota este o mărime *analogă* din care cauză măsurarea este denumită *Măsurare analogică*.

Măsurarea analogică ridică probleme specifice determinate de modul în care se produce fenomenul fizic folosit, modul de variație al său (proporțional sau nu) în raport cu mărimea măsurată.

O vedere de ansamblu asupra metodelor de măsurare și a aparaturii folosite este prezentată în tabelul 9.1.

Sistemele de măsurare automată a cotelor sau a deplasării unui organ al mașinii-unelte pentru determinarea cotei sînt de multe ori foarte complicate, în scopul obținerii unei precizii corespunzătoare, din care cauză, se folosesc metode combinate dintre cele indicate în tabel.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 9.1

Metode de măsurare a cotelor și aparatura aferentă

Măsurare directă	Piesă	Absolut	Numeric (digital)	— set de cale universale
			Analog	— verificatoare — șabloane de control
		Incrementat (diseret)	Numeric (digital)	— metru — șubler — micrometru
			Analog	— comparator — aparate electrice, pneumatice
	Sanie	Absolut	Numeric (digital)	— riglă gradată, cu posibilitatea de aducere la zero
			Analog	— aparatură specială — inductosin
		Incremental (discret)	Numeric (digital)	— riglă gradată fixă — riglă gradată optic
			Analog	— aparatură specială — sincrorezolver
Măsurare indirectă	Organul de antrenare	Absolut	Numeric (digital)	— tamburi gradați, reglabili — aparatură specială
			Analog	— aparatură specială
		Incremental (discret)	Numeric (digital)	— tamburi gradați, nereglabili — cuantificatori
			Analog	— inductosin rotativ

Scanned with OKEN Scanner

9.7.2. Metode și sisteme de reglare și oprire la cotă

Obținerea preciziei dimensionale a unei piese constă din realizarea dimensiunilor efective ale acesteia, prin deplasări relative între piesă și sculă, în timpul procesului de așchiere sau în afara acestuia.

Originea deplasării, deci a cotei, poate fi unică pentru toate cotele dintr-un plan sau din spațiu, caz în care acestea sînt denumite *cote în coordonate.* Dacă originea unei cote coincide cu punctul terminus al cotei precedente, deci în cazul în care cotele se succed, ele sînt denumite *cote în lanț.*

În comanda numerică, se folosesc pentru sistemele care permit obținerea cotelor în coordonate denumirea cu origine fixă (sau *zero fix*), iar pentru sistemele pentru obținerea cotelor în lanț denumirea cu origine flotantă (sau *zero plotant*).

Oprirea mișcării unui lanț cinematic necesită un element care, în momentul realizării (ajungerii lui sau atingerii) cotei, să declanșeze oprirea mișcării. Cum mărimea cotei pote fi oarecare, între anumite limite, elementul în cauză trebuie să poată fi *reglat* pentru obținerea cotei date.

Rezultă că, pentru obținerea unei cote pe mașina-unealtă sînt necesare două operații distincte:

— reglarea la cotă a elementului care comandă pornirea și oprirea mișcării din lanțul cinematic și

— acțiunea însăși de pornire și oprire a mișcării ansamblului, prin intrarea sau scoaterea din funcțiune a unor mecanisme ale lanțului cinematic.

Deosebirea dintre aceste două operații mai constă și în *frecvența reproducerii* lor. Reglarea la cotă se efectuează o dată pentru un lot de piese, în timp ce oprirea la cotă sau poziționarea sculei se reproduce ciclic, la prelucrarea fiecărei piese din lot.

Spre deosebire de măsurare, care asigură mărimea cotei printr-o operație *directă* asupra piesei, reglarea și oprirea la cotă asigură mărimea acesteia printr-o operație *indirectă,* măsurarea efectuîndu-se asupra unui organ în mișcare, al mașinii-unelte[1]).

Datorită acelorași cauze care afectează precizia măsurării directe(erori grosolane, sistematice și accidentale), reglarea și oprirea la cotă pot fi afectate de aceleași erori, denumite însă *erori de reglare,* respectiv *erori de oprire la cotă* sau de poziționare.

a. **Reglarea la cotă.** Operația auxiliară de reglare la cotă constă în poziționarea unor elemente aparținînd mașinii-unelte (tamburi gradați, opritori etc.) sau nu (came, șabloane cartele sau benzi etc.). Reglarea la cotă constă deci din *programarea cotei* pe un portprogram al mașinii-unelte sau pe un portprogram care se introduce mașini-unelte, de unde și denumirea de *introducerea informațiilor de deplasare* folosită în terminologia comenzii numerice.

---

[1]) Operația de măsurare este în adevăr *indirectă,* însă folosind denumirile deja introduse în literatura comenzii numerice, trebuie de făcut distincție între măsurarea directă a deplasării mesei și dintre măsurarea indirectă a aceleași deplasări, conform celor enunțate în Cap. 9.7.1.

Scanned with OKEN Scanner

Poziționarea elementelor pentru reglarea la cotă poate fi efectuată în mai multe moduri distincte:

— manual prin selectarea mărimii unei cote pentru efectuarea unei faze de lucru cu ajutorul gradațiilor de pe rigle, tamburi gradați etc.;

— programarea manuală a tuturor cotelor necesare unui ciclu de prelucrare pentru o piesă dată, pe un portprogram aparținînd mașinii-unelte (opritori, came, cadrane decadice etc.) și

— programarea mecanizată, în genere codificată pe portprograme care nu aparțin mașinii-unelte, dar care se introduc în acestea (came, cartele și benzi perforate etc.).

În toate cazurile citate, reglarea la cotă are loc pe bază măsurării sau controlului dimensional *pasiv*. Dacă controlul dimensional folosit este *activ*, deci direct, asupra piesei, atunci avem: programarea cu comandă (auto) adaptivă.

b. **Oprirea la cotă.** În realizarea unei cote pe mașina-unealtă, ca urmare a programării, este necesară pornirea și oprirea mișcării de deplasare a organului mobil. Din aceste două acțiuni, oprirea la cotă ridică probleme, în unele cazuri foarte dificil de rezolvat din punct de vedere tehnic. Oprirea la cotă implică acționarea mecanismelor de întrerupere a mișcării din lanțul cinematic respectiv, precum și frînarea (în unele cazuri) a porțiunii de lanț dintre mecanism și elementul care a efectuat deplasarea.

Mecanismul în cauză poate fi mai mult sau mai puțin complicat, de aceeași natură sau diferită de a lanțului cinematic a cărui oprire se efectuează. Astfel, oprirea mișcării unui lanț cinematic mecanic, de exemplu cu cutie de avans și șurub conducător, poate fi făcută printr-un ambreiaj acționat hidraulic sau electric, deci utilizînd un lanț cinematic auxiliar hidraulic. respectiv, electric.

Din punct de vedere al modului de comandă și acționare a lanțurilor auxiliare de oprire la cotă, acestea se pot încadra în una din grupele următoare:

— acționare manuală și oprirea la cotă pe baza vizualizării gradațiilor unor cadrane, rigle etc., sau prin oprire la cotă pe opritor (fig. 9.134, *a*).

— acționare cu comandă manuală (*b*), operatorul uman acționînd un buton B pentru punerea în funcțiune și oprirea motorului M de acționare a lanțului cinematic, motor care poate fi electric, hidraulic sau pneumatic. Oprire la cotă efectuîndu-se pe baza vizualizării unor gradații ca și în cazul precedent.

— acționare cu comandă programată (*c*), pe un portprogram P oarecare, acționînd în locul operatorului uman mecanismul B de pornire și oprire a motorului M.

Acționarea cu comandă programată poate fi cu *circuit deschis* (fig. 9.135, *a*) sau cu *circuit închis* (sau cu reacție) caz în care (*b*) un mecanism de sesizare S_z măsoară mărimea deplasării realizată de elementul în mișcare, sesizînd

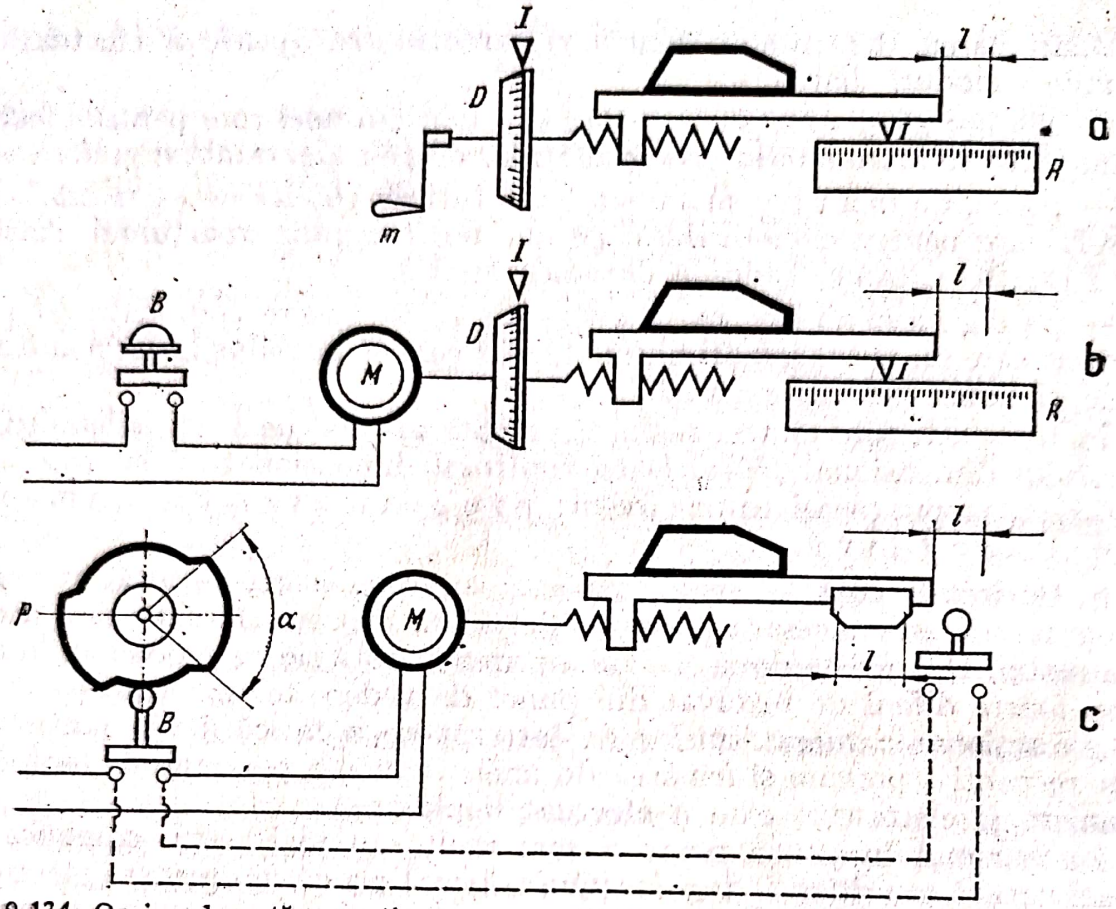


FIG. 9.134. Oprirea la cotă cu acționare manuală (*a*), comandă manuală (*b*) și comandă programată (*c*).

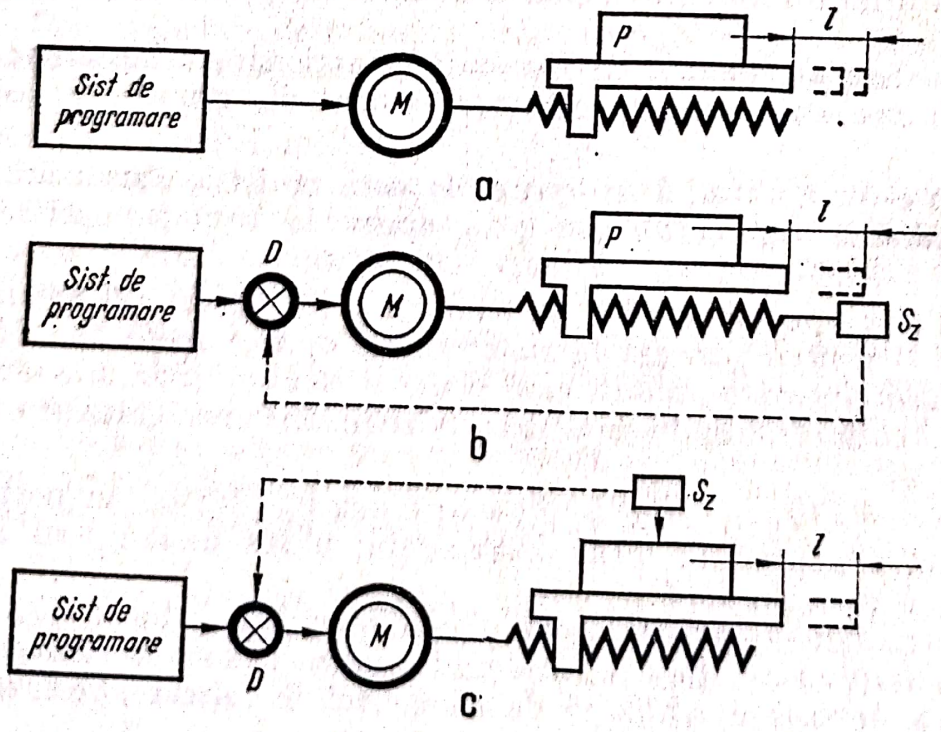


FIG. 9.135. Oprirea la cotă cu comandă programată și cu circuit deschis (*a*), circuit închis (*b*) F cu comandă autoadaptivă (*c*).

diferența dintre aceasta și mărimea programată, diferență care se introduce prin mecanismul D în lanțul cinematic pentru eliminarea erorii.

— acționarea cu comandă (auto) adaptivă (*c*) este în mare măsură similară precedentei, cu deosebirea că sesizorul S_ε măsoară cota direct pe piesă.

Fig. 9.136, *a* reprezintă grafic obținerea unei cote x, organul mobil deplasîndu-se cu viteza v de avans sau de poziționare, în cazul opritorilor rigizi.

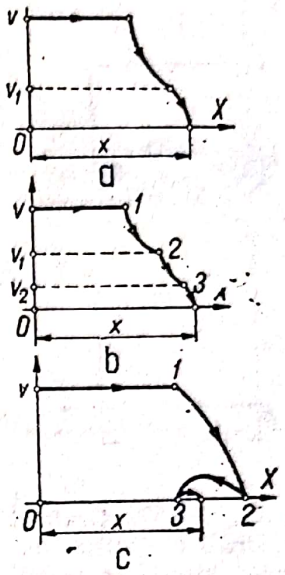


FIG. 9.136. Graficul opririi la cotă pe opritori rigizi (*a*) și a opririi prin frecare (*b*).

În momentul contactului dintre organul mobil și opritor în lanțul cinematic mecanic, crește cuplul de torsiune (sau presiunea în sistemele hidraulice), fenomen care este folosit pentru acționarea unui cuplaj de întrerupere a mișcării. Datorită însă elasticității elementelor torsionate, în momentul decuplării mișcării, organul mobil se poate deplasa în sens invers pe o distanță ε care reprezintă eroarea de oprire la cotă.

Mărimea lui ε poate fi mai mare sau mai mică, depinzînd de foarte mulți factori, ca: viteza de deplasare a ansamblului mobil, masa acestuia, frecarea în ghidaje, frecarea în organele mobile ale lanțului cinematic, elasticitatea acestor organe etc. Din aceste cauze, mărimea lui ε poate fi foarte diferită pe o aceeași mașină-unealtă, deoarece viteza v, în cazul mișcării de avans, poate fi diferită, în concordanță cu cerințele procesului de așchiere. De asemenea, frecarea în ghidaje și torsionarea lanțului cinematic depinde de mărimea efortului de așchiere, care la rîndul său poate fi foarte diferit pe aceeași mașină-unealtă.

Mărimea erorii ε poate avea sau nu importanță asupra preciziei cotei. Astfel, dacă ε este mai mic decît toleranța cotei, importanța sa este nulă.

Trebuie de făcut o distincție între oprirea la cotă și poziționarea sculei (sau a piesei). În primul caz, se oprește un lanț cinematic de avans și ca urmare scula, de exemplu cuțitul de strung, s-a deplasat pe distanța x, realizînd cota, după care se retrage cu mărimea ε. Deci indiferent de mărimea lui ε, cota s-a realizat fără eroare (considerînd că opritorul a fost poziționat corect). Din această cauză, oprirea pe opritori mecanici rigizi este singura metodă care asigură cea mai înaltă precizie.

În cazul poziționării, de exemplu, a burghiului la o mașină de găurit, cota finală este $x - \varepsilon$ și ca urmare eroarea de poziționare poate avea sau nu importanță în funcție de toleranța cotei în cauză.

Folosirea altor sisteme de comandă a opririi organului mobil, de exemplu întrerupători electrici, implică darea comenzii de oprire la distanța Δx față de cota dorită, urmînd ca atingerea cotei să se facă în virtutea inerției ansamblului în mișcare (fig. 9.136, *b*).

Scanned with OKEN Scanner

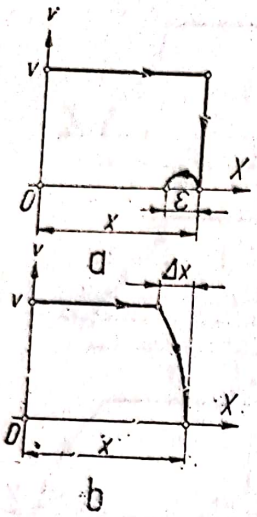


FIG. 9.137. Graficul opririi la cotă prin reducerea vitezei (*a* și *b*) și prin inversarea sensului mișcării (*c*).

Datorită factorilor citați în cazul precedent, ansamblul mobil se poate opri înainte sau după depășirea cotei x și numai întîmplător chiar la cota x. Din această cauză, se folosesc sisteme mai mult sau mai puțin complicate, pentru a delimita spațiul de oprire a ansamblului mobil.

Astfel, fig. 9.137, *a* reprezintă oprirea la cotă, prin trecerea de la viteza de regim v la o viteză v_1 mult mai mică, după care urmează decuplarea mișcării și oprirea prin inerție.

În unele cazuri, se folosește trecerea prin două viteze v_1 și v_2 (*b*) mai mici decît v.

Unele sisteme realizează poziționarea ca în cazul *c*. Comanda de oprire se dă în *1*, ansamblul mobil oprindu-se în *2*. O aparatură corespunzătoare compară cota *2* cu x, detectînd eroarea și comandînd o deplasare în sens invers, după care ansamblul se oprește în *3*. O nouă detectare a erorii conduce la deplasarea ansamblului spre cota x și oprirea în această poziție.

Acest mod de realizare a cotei nu poate fi utilizat decît pentru poziționarea sculei în raport cu piesa, adică pentru lanțurile cinematice auxiliare și nicidecum într-un lanț cinematic de avans, deoarece scula ajungînd în poziția *2* a realizat cota x cu eroarea corespunzătoare, indiferent dacă ulterior ea este adusă în poziția corectă.

9.7.3. Programarea manuală a cotelor

Programarea manuală a cotelor este în genere necesară oricărei mașini-unelte indiferent de gradul său de automatizare.

În acest paragraf se va descrie aparatura de reglare și oprire la cotă, de tip clasic, folosită la mașinile-unelte neautomatizate sau cu o ușoară automatizare.

În scopul obținerii programării manuale a cotelor, se folosesc în aceste cazuri rigle și tamburi gradați, opritori mecanici și electrici precum și diferite sisteme mecanice, electrice sau hidraulice de întrerupere a mișcării lanțului cinematic de avans sau poziționare.

a. **Rigle și tamburi gradați.** Pentru a ușura poziționarea manuală în scopul obținerii cotelor, mașinile-unelte sînt dotate cu rigle gradate cu vernier (șuruburi cu scale gradate, tamburi gradați) și cu posibilități de montare a comparatoarelor în scopul măririi preciziei de măsurare.

Riglele gradate se construiesc din oțeluri speciale cu un coeficient de dilatare termică cît mai mic, importanța dilatației asupra erorilor crescînd cu lungimea riglei. În genere, riglele gradate cu vernierul respectiv sînt furnizate de întreprinderile de specialitate, constructoare de instrumente și aparate de măsură. Constructorului de mașini-unelte revenindu-i numai sarcina

de a plasa riglele așa fel încît să permită o ușoară și corectă utilizare a acestora (poziție, iluminare, eventual lupă de citire), precum și protejarea riglelor contra deteriorărilor accidentale posibile.

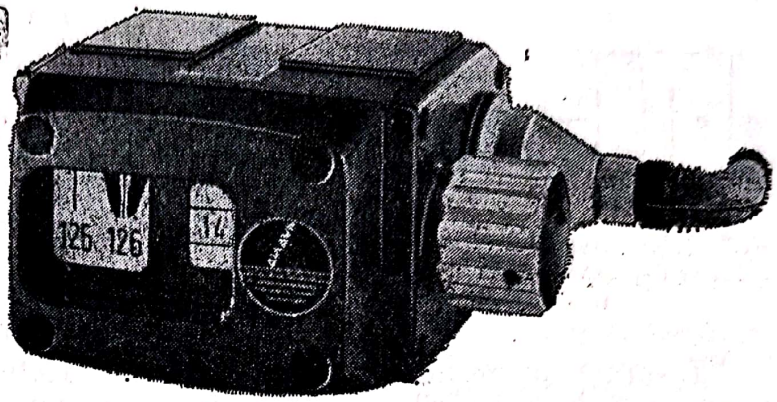


FIG. 9.138. Aparataj electro-cptic pentru indicarea cotei.

Riglele gradate pot fi dotate, pe lîngă vernier, cu un șurub micrometric au cu un comsparator ceea ce mărește precizia de reglare la cotă.

La unele mașini-unelte de mare precizie (mașini de găurit în coordonate, mașini de găurit și alezat, etc.), se folosesc rigle de oțel sau de sticlă fotogradate, citirea făcîndu-se cu ajutorul unui microscop. Dacă operația de reglare este frecventă, citirea cu ajutorul microscopului devine obositoare, dînd naștere la erori accidentale, din care cauză se folosesc sisteme de proiecție a riglei și indexului, pe ecrane corespunzătoare.

Fig. 9.138 reprezintă aplicarea unui astfel de sistem pentru reglarea la cotă.

Tamburii gradați au o largă utilizare la strunguri, mașini de frezat, de rectificat, de găurit etc. Aceștia se pot prezenta și sub formă conică sau plană cu gradație radială.

Tamburii cilindrici, în majoritatea cazurilor, au o construcție de tipul celei din fig. 9.139, în care piesa *1* este fixă, tamburul (colierul) gradat *2* liber, iar piesa *3* fixată cu pană pe axul *4*, care poate fi rotit cu manivela *5*.

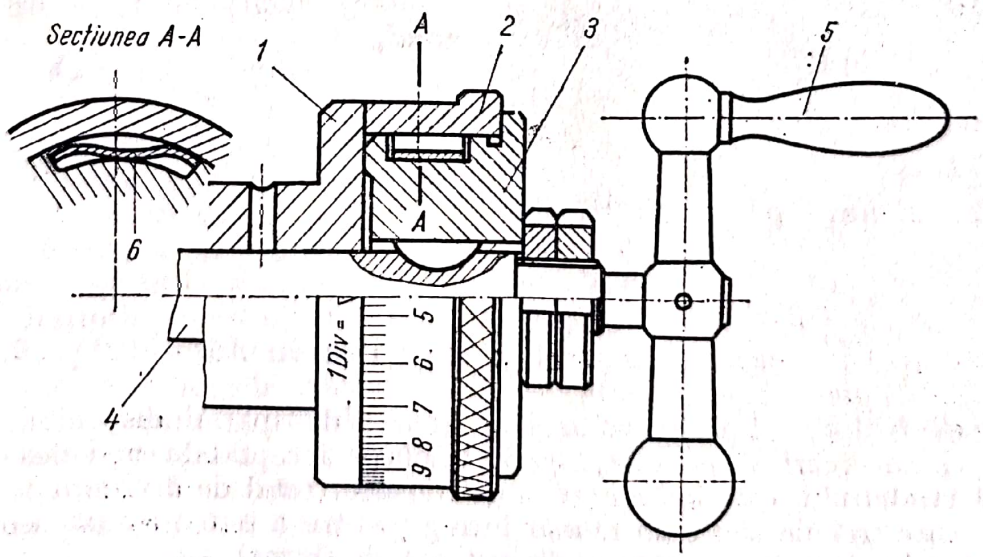


FIG. 9.139. Construcție tipică de tambur gradat.

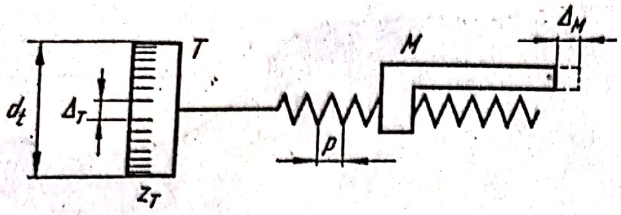


FIG. 9.140. Relațiile dintre gradațiile tamburului și deplasările saniei în cazul mecanismului cu șurub-piuliță.

Tamburul gradat *2* trebuie să poată fi rotit ușor cu mîna pentru realizarea selectării cotei, în care scop are un brîu striat. Totuși trebuie să se rotească odată cu piesa *3* cînd se rotește manivela *5*, astfel că, pentru crearea unei forțe de frecare între aceste două piese, se folosește un arc lamă *6* sau alte construcții similare.

Distanța dintre gradațiile de pe tambur trebuie să fie suficient de mare pentru a fi ușor vizibile ținînd seama de distanța normală dintre acesta și ochi. De obicei, distanța dintre două linii consecutive ale gradației este de 2 ... 5 mm (la aparate, minimum 0,9 mm), grosimea liniei de diviziune nu trebuie să depășească 0,1 din distanța dintre două gradații alăturate.

Distanța dintre două gradații ΔT trebuie să reprezinte fracțiuni de milimetru ΔM care pot fi ușor adunate, scăzute sau înmulțite din care cauză ele reprezintă de obicei 0,01; 0,02; 0,05 mm sau 0,1; 0,2 sau 0,5 mm. Astfel în fig. 9.139 o diviziune pentru sania transversală reprezintă 0,1 mm, iar pentru deplasarea căruciorului, 1 mm.

Obținerea distanței corespunzătoare dintre două gradații influențează constructiv diametrul tamburului și pasul șurubului conducător.

Apelînd la fig. 9.140, în care s-a notat prin:

d_T — diametrul tamburului T;
ΔT — mărimea în mm a unei diviziuni;
z_T — numărul de diviziuni de pe tambur;
p — pasul șurubului conducător și
ΔM — deplasarea mesei M la rotirea tamburului de o diviziune ΔT, avem că

$$\Delta T \cdot z_T = \pi d_T$$

și

$$\Delta M = \frac{p}{z_T},$$

de unde eliminînd pe z_T rezultă că

$$d_T = \frac{p}{\pi} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta M},$$

în care după cum s-a menționat $\Delta T = 2 \ldots 5$ mm, iar $\Delta M = 0{,}01 \ldots 0{,}5$ mm, în mărimile preferențiale citate.

Diametrul d_T al tamburului este limitat de spațiul disponibil, astfel încît, prin încercări, se poate ajunge la o soluție acceptabilă, mai ales că diametrul tamburului este influențat și de numărul total de diviziuni z de pe acesta, care trebuie să fie un număr întreg (pentru a putea realiza ușor divizarea tamburului pe mașina de divizat sau de frezat).

Scanned with OKEN Scanner

În cazurile în care diametrul tamburului rezultă mult prea mare (în genere pentru ΔM foarte mic), se înterpune între tambur și șurubul conducător un angrenaj demultiplicator (roți dințate cilindrice sau angrenaje cu melc roată-dințată), al cărui raport de transmitere $i < 1$ intervine în formula diametrului tamburului la numărător:

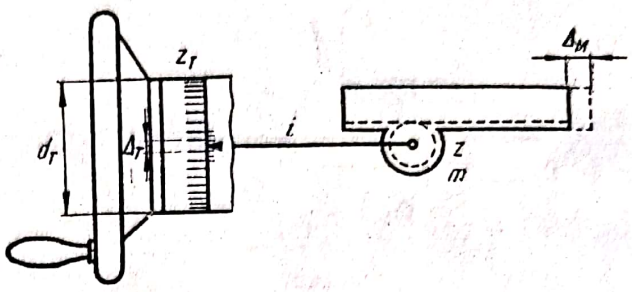


FIG. 9.141. Relațiile dintre gradațiile tamburului și deplasările saniei în cazul mecanismului cu pinion-cremalieră.

$$d_T = i \frac{p}{\pi} \frac{\Delta T}{\Delta M}.$$

Introducerea acestor angrenaje atrage după sine introducerea erorilor de pas ale danturii ca erori sistematice ale sistemului de reglare la cotă, ceea ce implică ca angrenajele să fie de mare precizie.

Folosirea angrenajului cu cremalieră este frecventă la strunguri pentru deplasarea căruciorului. În acest caz (fig. 9.141), deplasarea mesei se exprimă prin

$$\Delta M = \frac{\pi m z}{z_T} i,$$

în care m este modulul pinionului z, este numărul său de dinți și i raportul de transmitere (subunitar) dintre axul roții de mînă și pinionul z.

Se remarcă imediat că, pentru deplasări mici, pe lîngă un i mic, este necesar ca m și în special z să fie mic pentru un același număr de diviziuni z_T al tamburului T al cărui diametru va fi exprimat prin:

$$d_T = mz \frac{\Delta T}{\Delta M} i.$$

Ca și în cazul precedent, se pot găsi soluții corespunzătoare pe bază de încercări.

b. **Reglarea și oprirea la cotă prin opritori mecanici (rigizi).** Opritorii pentru oprirea la cotă sînt piese relativ simple ce se pot fixa pe ghidajele mașinii-unelte sau pe cilindrii, tamburii sau tijele portprogram.

Toți opritorii constau dintr-un corp *2* (fig. 9.142), care se poate fixa cu două șuruburi *1*

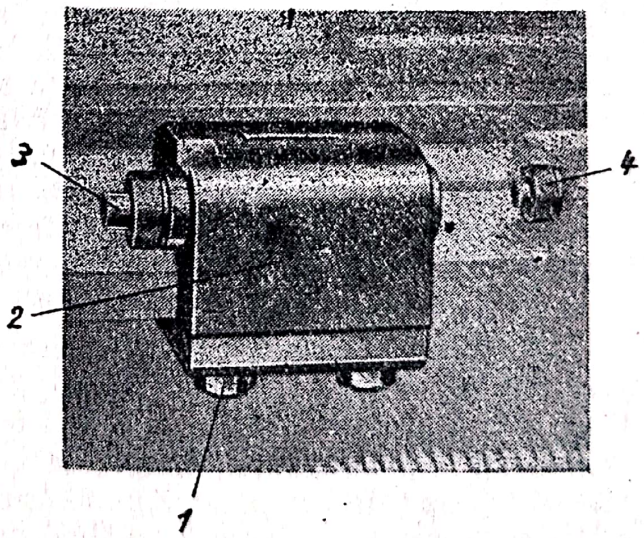


FIG. 9.142. Opritor mecanic cu reglaj micrometric.

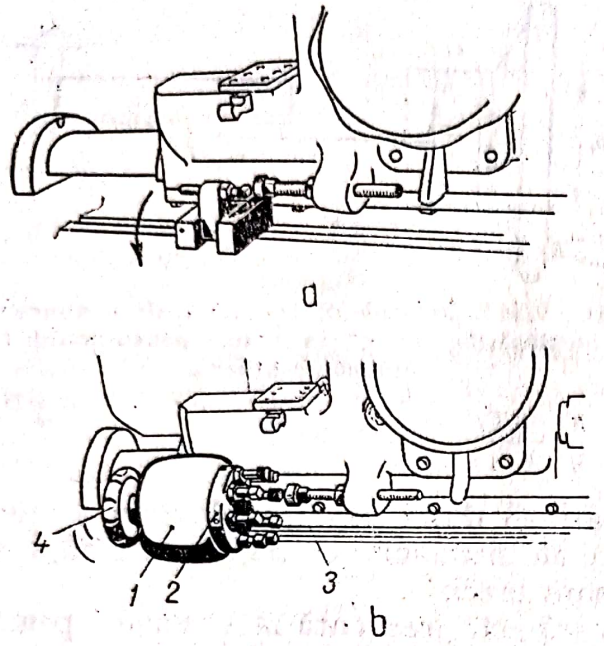


FIG. 9.143. Opritor mecanic rabatabil (*a*) și schimbabil (*b*).

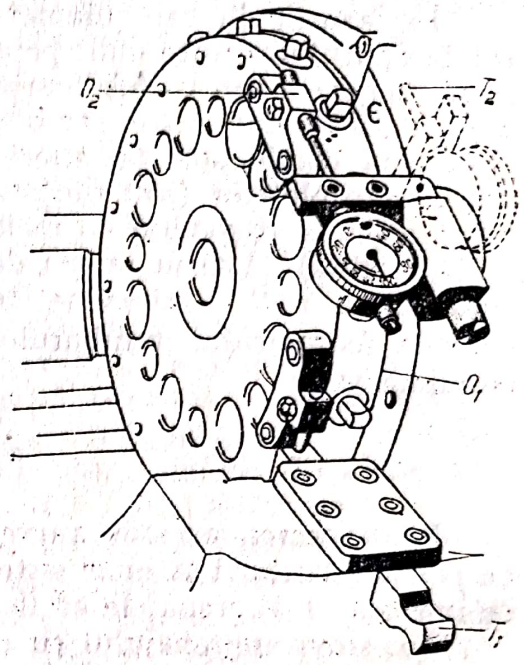


FIG. 9.144. Opritor mecanic pe discul portscule al unui strung revolver.

pe ghidajul mașinii-unelte sau în canale corespunzătoare. În corpul *2* se află șurubul cu cap opritor *3*, care permite reglarea fină a opritorului (șurubul putînd avea o piuliță micrometrică sau nu). O contra piuliță sau un al doilea șurub asigură blocarea șurubului opritor în poziția reglată. Un tampon *4* (reglabil sau nu) fixat pe cărucior este prevăzut pentru luarea contactului cu șurubul opritorului *O*.

În fig. 9.143, *a* este reprezentat, un astfel de opritor folosit pe un strung revolver. Spre deosebire de precedentul, acesta permite, prin rotire în sens săgeții, eliminarea ușoară a sa din fața tamponului, atunci cînd este nev

Realizarea unui program de opriri la cotă necesită un număr oare de opritori dispuși pe un portprogram. O construcție simplă de acest utilizată la strungurile revolvere, este reprezentată în fig. 9.143, *b*. Cor *1* al ansamblului de opritori reglabili conține tamburul *2* cu opt oprit reglabili. Aducerea opritorilor pe direcția de deplasare a șurubului *3* solidar cu sania se face prin rotirea manuală a roții de mînă *4*.

La strungurile revolver se folosesc și opritori la cotă fixați pe discul portscule (fig. 9.144). Opritorul O_1 asigură oprirea la cotă prin contactul cu tija T_1. Îndepărtarea tijei se face prin tragere spre exterior. În partea superioară este reprezentat un sistem de oprire foarte precisă (și controlabilă vizual) folosind un comparator în a cărui tijă T_2 lovește opritorul O_2. După realizarea cotei, comparatorul cu suportul poate fi rotit în poziția punctată, pentru a permite rotirea discului portscule.

Scanned with OKEN Scanner

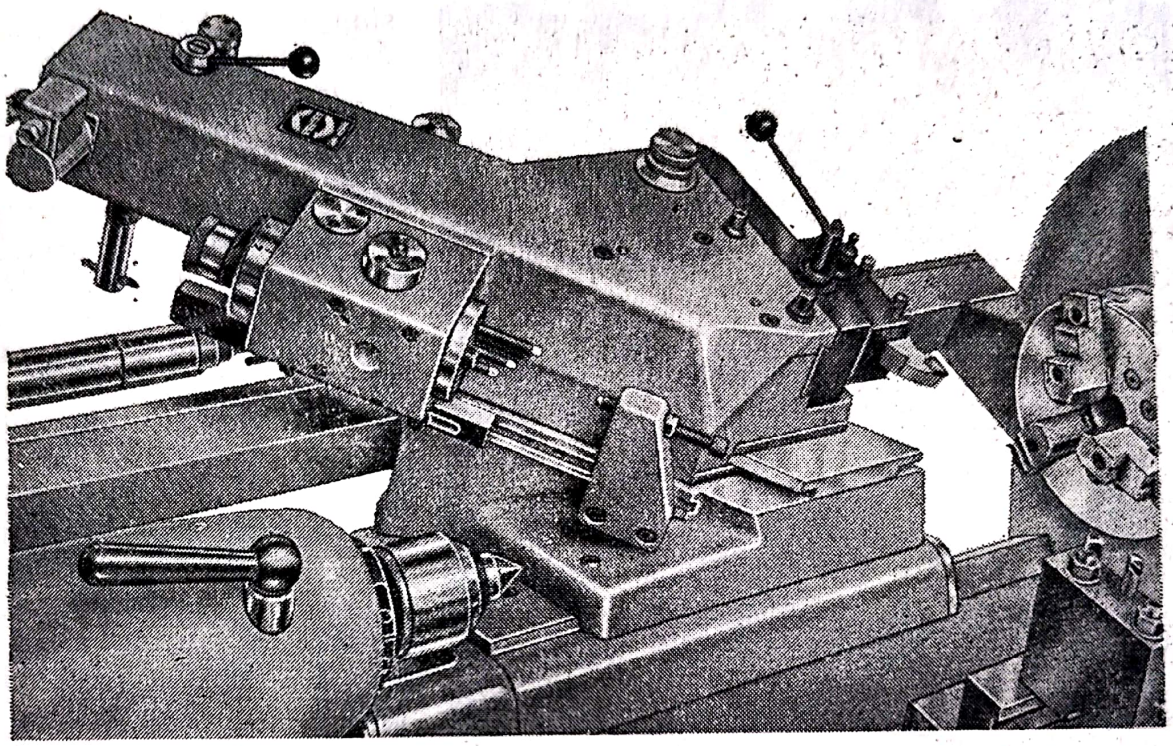


FIG. 9.145. Opritorii mecanici ai unei sănii de copiat hidraulic

Fig. 9.145 exemplifică folosirea unui tambur cu opritori la cotă în cazul unei sănii hidraulice de copiat pe strung.

Rotirea portprogramului cu opritori poate fi efectuată manual cu (fig. 9.146) sau fără (fig. 9.143, *b*) sincronizare cu discul sau turela portscule.

În cazul din urmă, la strungurile revolver, numărul de canale și deci de opritori de pe cilindrul portprogram este identic cu numărul de găuri de pe discul portscule, fiecărei găuri corespunzîndu-i un canal și deci un opritor.

Ca urmare, prin aducerea unei scule în poziția de lucru, se aduce simultan și opritorul pentru cota respectivă.

Oprirea mișcării. Efectuarea contactului dintre tampon și șurubul opritorului trebuie să fie urmată de decuplarea mișcării din lanțul cinematic respectiv, ceea ce se poate efectua în două moduri: manual și automat, înțelegînd prin automat, fără intervenția omului.

Oprirea manuală. În cazul acționării manuale a mișcării de avans, deplasarea saniei nu mai poate fi efectuată, ansamblul mobil fiind impiedicat de opritor.

Oprirea automată. În scopul opririi automate, se folosesc mecanisme corespunzătoare introduse în lanțul cinematic de avans.

Dacă ansamblul mobil este acționat hidraulic, oprirea la cotă prin opritori rigizi se traduce prin creșterea presiunii în motorul hidraulic peste pre-

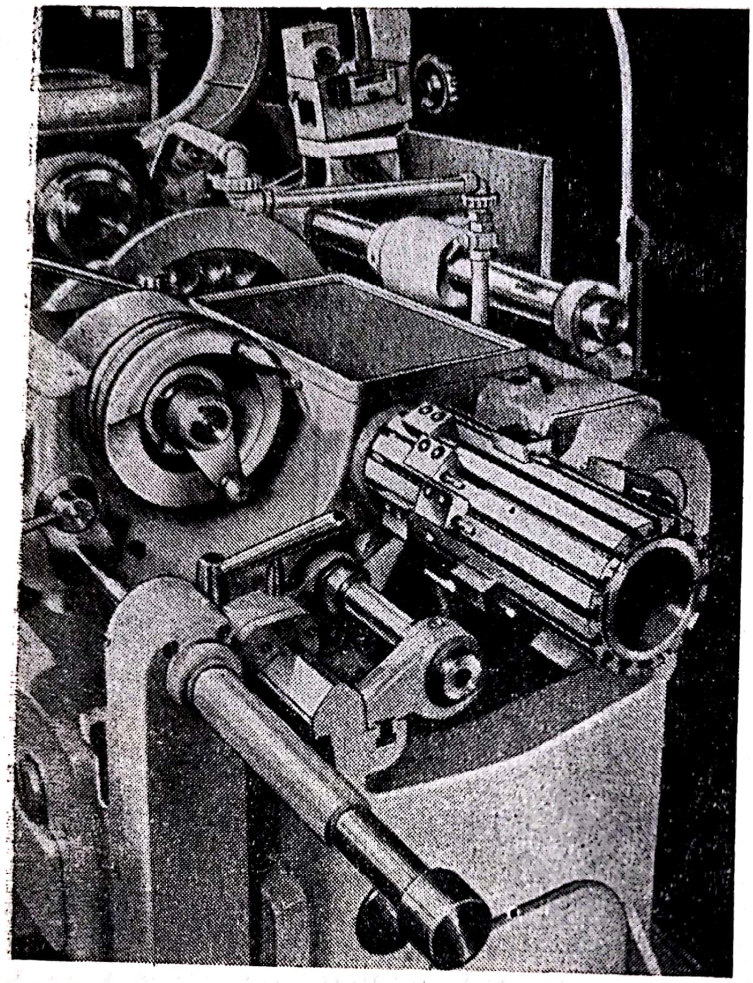


FIG. 9.146. Portprogramul cu opritori la cotă, mecanici, al unui strung revolver

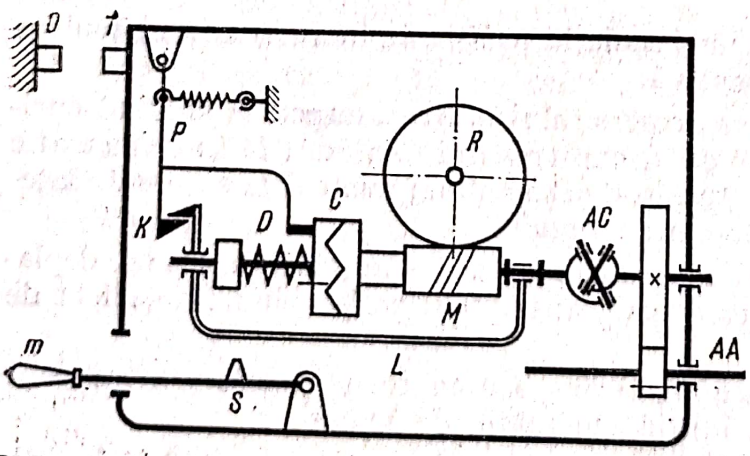


FIG. 9.147. Mecanism cu melc căzător pentru oprirea la cotă a unui strung normal

siunea maximă admisibilă. Acest fenomen este utilizat pentru a declanșa o supapă care asigură readucerea presiunii la valoarea admisibilă, cu toate că întreg sistemul hidraulic este în funcționare, în timp ce ansamblul respectiv este oprit.

În sistemele acționate mecanic, oprirea mișcării prezintă oarecari dificultăți, totuși, și în acest caz, se folosește efectul creșterii momentului de torsiune datorită opririi din mișcarea de rotație a unuia dintre elementele lanțului cinematic, de obicei a pinionului care angrenează cu cremaliera, ansamblu ce asigură transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație.

În majoritatea construcțiilor mecanice se folosește decuplarea cu *melc căzător* (fig. 9.147). La această construcție, ansamblul cuplaj-melc se află montat pe o piesă L, denumită și *leagăn*, deoarece poate oscila în jurul articulației cardanice AC prin care se primește și mișcarea de la axul avansurilor AA. Leagănul este menținut în poziția de angrenare a melcului cu roata melcată de ciocul K al pîrghiei P.

Melcul M cu partea de cuplaj aferent este liber pe axul cardanic, mișcarea primind-o de la acesta prin partea din stînga a cuplajului C.

În momentul opririi la opritor a întregului ansamblu, melcul continuă să se rotească, cu toate că roata melcată R este imobilizată. Ca urmare, aceasta funcționează acum ca o piuliță fixă, în care melcul datorită mișcării sale de rotație, se înșurubează, deplasîndu-se spre stînga, împreună cu cuplajul C, care deplasează pîrghia P datorită contactului cu degetul D, astfel încît ciocul K permite leagănul L să cadă pe opritorul S, realizîndu-se astfel decuplarea dintre melc și roata melcată.

Decuplarea poate fi efectuată și manual printr-o manetă care acționează pîrghia P. Cuplarea se face cu maneta m, care, prin ridicare, permite readucerea leagănului L în poziția de lucru și anclanșarea acestuia în ciocul K.

La unele strunguri revolver, se folosește un mecanism de decuplare automată cu melc căzător însă de construcție puțin diferită (deoarece mecanismul este solidar cu batiul și nu cu sania care se deplasează).

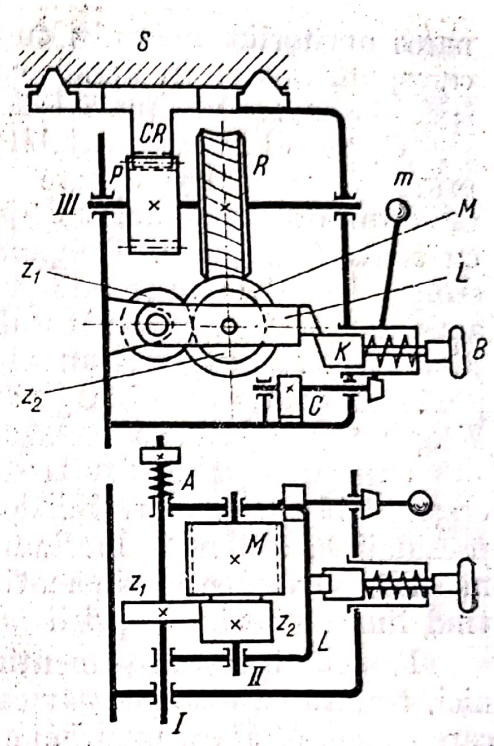


FIG. 9.148. Mecanismul cu melc căzător al unui strung revolver

Mișcarea de avans se transmite de la axul I la axul II (fig. 9.148) prin roțile dințate z_1 și z_2. Roata z_2 este solidară cu melcul M, iar axul II se află în leagănul L care se poate roti în jurul axului I. Leagănul se sprijină pe opritorul K, situație în care melcul angrenează cu roata melcată R și, prin angrenajul cu pinion P cremalieră CR, transmite mișcarea de avans saniei S.

În momentul opririi saniei la opritor, se oprește și roata melcată, astfel că melcul, continuînd să se rotească, se va înșuruba în aceasta, deplasîndu-se împreună cu leagănul L (în sus în schema din plan) pînă cînd ciocul leagănului va depăși ciocul opritorului K, moment în care leagănul va cădea pe cama C, realizîndu-se desangrenarea dintre melc și roata melcată.

Sub acțiunea arcului A, leagănul va reveni în poziția inițială în raport cu opritorul K, însă sub acesta. Tot timpul melcul se află în mișcare de rotație, deoarece roata dințată z_2 este mult mai lată decît z_1.

Decuplarea mișcării de avans poate fi efectuată și manual prin tragerea butonului B.

Cuplarea se obține prin rotirea manetei m solidară cu cama C, operație prin care leagănul este ridicat în sus și așezat pe opritorul K.

Utilizarea ambreiajelor electromagnetice ca elemente de cuplare-decuplare în lanțurile cinematice de avans permit simplificarea mecanismelor de oprire la cotă prin folosirea întrerupătorilor acționați de ansamblul în mișcare. Datorită însă inerției pieselor în mișcare, în special a rotorului motorului, nu se poate obține o oprire la cotă de precizie satisfăcătoare. Combi-

narea opritorilor mecanici cu a întrerupătorilor electrici conduce la o soluție corespunzătoare. În acest scop, se folosesc opritori la cotă de construcție specială ca cel din fig. 9.149.

Opritorul *O* este reglabil cu piulița *1* și *2*. El este găurit axial, gaură prin care trece tija *3* care se sprijină pe microîntrerupătorul *I*. Extremitatea din dreapta a acestei tije depășește opritorul *O* cu mărimea *a* (reglabilă cu contra-piulița *4*). Tamponul *T* al ansamblului care se deplasează spre stînga ia contact în primul rînd cu tija *3* pe care o deplasează spre stînga, acționînd astfel întrerupătorul *I* care întrerupe circuitul electric al ambreiajului electromagnetic (sau al motorului electric), astfel că, pe distanța *a* pînă la opritor, ansamblul se deplasează în virtutea inerției, contactul tampon *T* opritor *O* asigurînd precizia opririi.

Utilizarea opritorilor la cotă, rigizi, prezintă unele dezavantaje datorită creșterii bruște a efortului de torsiune în organele lanțului cinematic (și a presiunii în sistemele hidraulice), ceea ce influențează negativ, în oarecare măsură, întreg lanțul cinematic precum și rigiditatea opritorului însuși, afectînd limita preciziei opririi la cotă.

Pentru obținerea și menținerea preciziei opririi la cotă cu opritori mecanici, rezultă că este necesar ca aceștia să aibă o rigiditate cît mai bună din care cauză, în afara unei bune fixări, ei se construiesc din oțeluri superioare, călite (în unele cazuri din oțeluri cu beriliu), pentru ca însăși deformarea lor la contactul tampon-opritor să fie minimă.

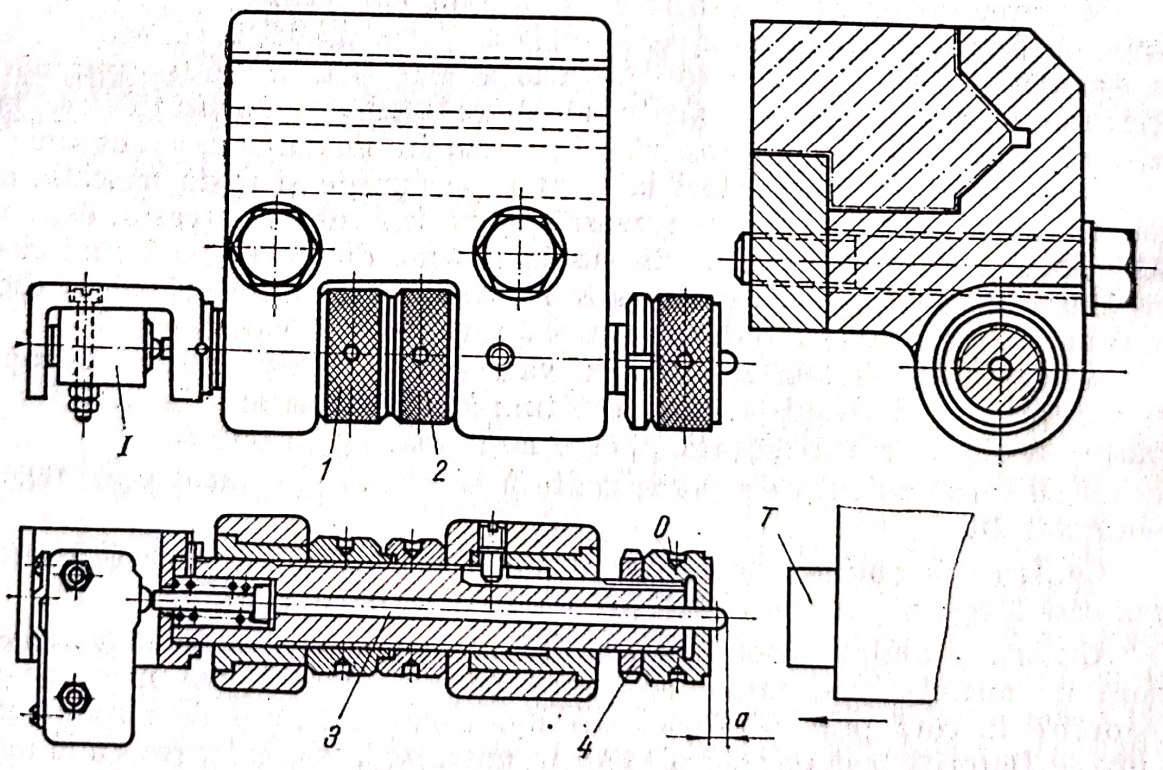


FIG. 9.149. Opritor electromecanic

De asemenea este necesar ca presiunea de contact să fie minimă, ceea ce-i determină atît mărimea suprafeței de contact cît și mărimea momentului de torsiune minim, care asigură declanșarea mecanismului de decuplare a mișcării.

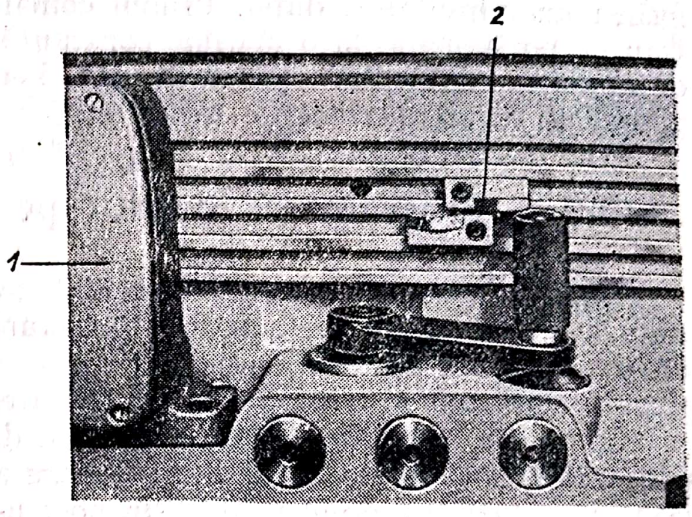


FIG. 9.150. Acționarea microîntrerupătorilor

c. **Reglarea și oprirea la cotă prin limitatori electrici.** Limitatorii electrici constau din microîntrerupători montați pe un suport *1* (fig. 9.150) în fața canalelor mesei portpiesă, canale în care se fixează camele limitatoare *2*. Fig. 9.151 reprezintă schematic programarea cotelor unor găuri, la prelucrarea pe o mașină de găurit cu revolver portscule. Cotele sînt date în coordonate (sau cu zero fix), ceea ce înseamnă că după efectuarea găurii $Ø_1$, masa trebuie să revină în poziția inițială (axa găurii cu $Ø_0$) după care se deplasează pe distanțele $+ x_2$ și $+ y_2$ pentru găurirea cu $Ø_2$. Acest mod de poziționare consumă un timp auxiliar apreciabil, cu toate că deplasările pentru revenire în poziția zero se efectuează cu viteze de deplasare rapidă, însă asigură o precizie mai mare în obținerea cotelor decît în cazul cu zero flotant, adică decît în cazul în care după gaura $Ø_1$ se trece la poziționarea pentru $Ø_2$, prin deplasarea din $+ x_1$ în $+ x_2$ și din $- y_1$ în $+ y_2$, deoarece în acest caz, erorile se însumează.

Oprirea la cotă prin limitatori electrici ridică probleme specifice în ceea ce privește precizia cu care poate fi obținută cota, probleme legate de spațiul parcurs de ansamblul în mișcare, din momentul efectuării comenzii (închiderea microîntrerupătorului) și oprirea ansamblului.

O îmbunătățire a opririi la cotă, deci a creșterii preciziei, se obține prin fo-

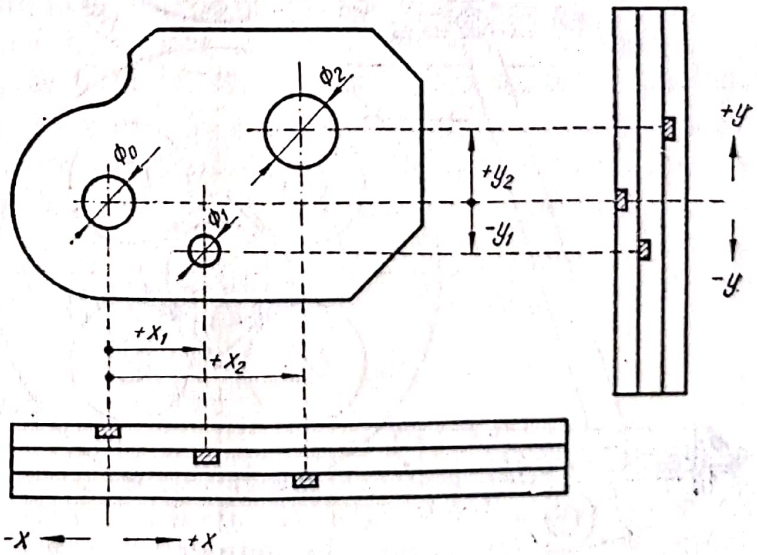


FIG. 9.151. Programarea cotelor cu ajutorul camelor limitatoare

losirea unor limitatori dubli. Primul comandă reducerea vitezei de avans (sau de poziționare) la o mărime constantă, de exemplu de 10 mm/min, cel de al doilea comandînd oprirea la cotă. Pentru reglarea sa, al doilea opritor posedă un șurub micrometric, asigurînd o precizie de ordinul 0,02 ... 0,05 mm.

9.7.4. Programarea cotelor pe came

La unele mașini-unelte și în special la strungurile mono și multiaxe automate sau semiautomate, mișcările de avans ca și cele de deplasare rapidă sînt realizate cu ajutorul camelor plane sau cilindrice și a unor sisteme de pîrghii, mai mult sau mai puțin complicate.

Cama are o funcție foarte complexă, deoarece, pe durata unei rotații a sale, trebuie să asigure ciclul de prelucrare a unei piese (la strungurile monoaxe) sau a fazei de prelucrare la un post de lucru (la strungurile multiaxe). Ca urmare, pentru una din faze, cama trebuie să permită realizarea (fig.9.152):

— apropierii cu viteză rapidă v_r;

— prelucrării pe lungimea cursei de lucru L_w cu viteza de avans w;

— opririi la cotă;

— înapoierii rapide;

— opririi în poziția retrasă pe întreaga cursă LT pe o anumită durată de timp.

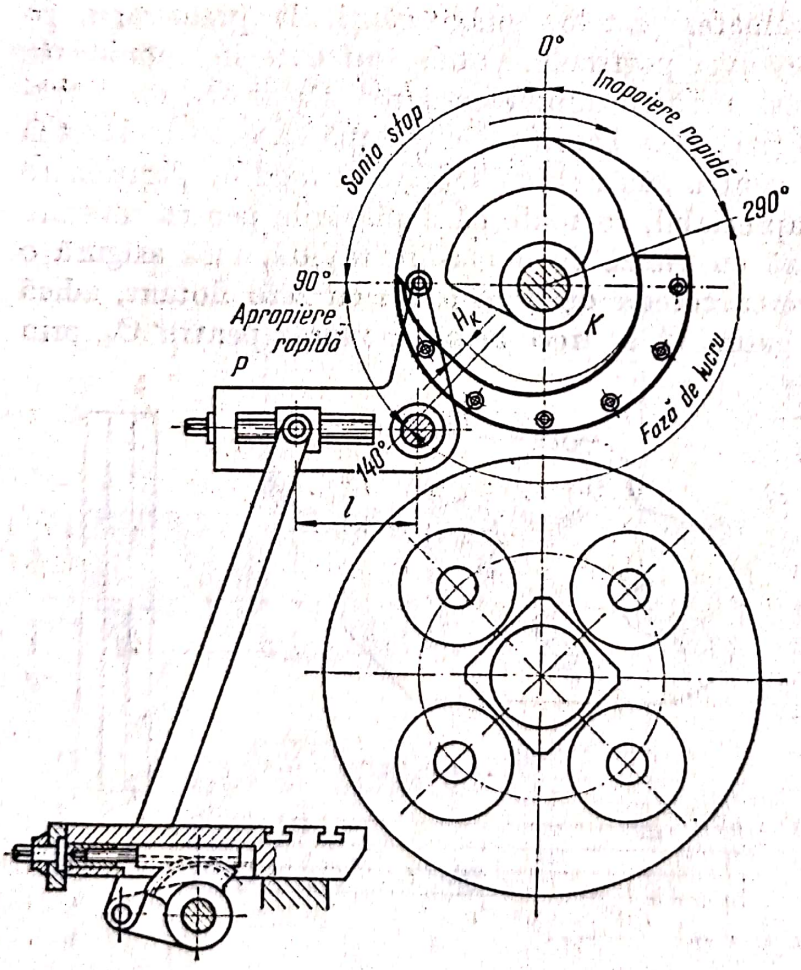


FIG. 9.152. Programarea cotelor pe came la strungurile multiaxe

În alt limbaj, se poate spune că pe camă trebuie să se programeze o mare cantitate de informații privind o fază de lucru, informații codificate într-un anumit mod, funcție de caracteristicile de funcționare a mecanismului care „*citește*" cama și dă comanda sau chiar execută mișcările programate.

În fig. 9.152 este prezentat schematic lanțul cinematic de avans al unei sănii radiale de la un strung automat

multi-axe. Mărimea cursei L a saniei depinde de pasul H_K al camei K și de lungimea l a brațului pîrghiei P.

Pasul H_K al camei poate fi modificat de la simplu la dublu, eventual triplu, printr-un număr limitat la 3 ... 4 mărimi prin schimbarea porțiunii respective de camă, iar pentru o camă dată, mărimea cursei de lucru L poate fi reglată, prin mărimea l a pîrghiei P de la simplu la dublu printr-o reglare continuă.

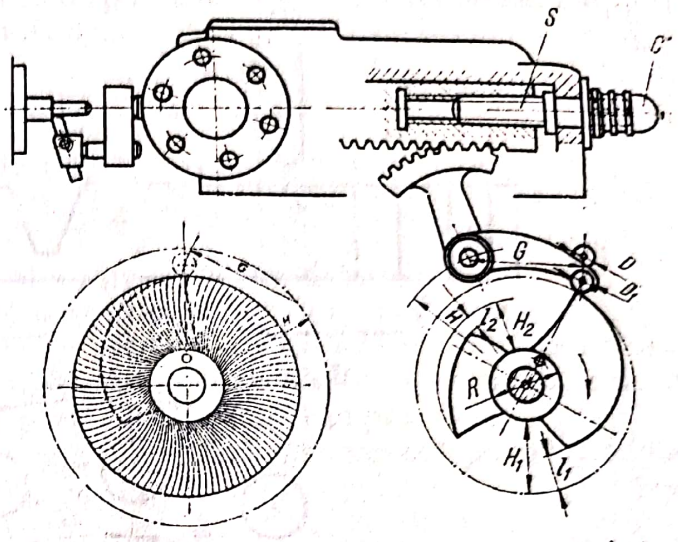


FIG. 9.153. Programarea cotelor pe cama unui strung automat tip Index

Reglarea precisă la cotă nu poate fi obținută prin aceste metode de reglare a mărimii cursei, din care cauză, sania S portsculă poate fi reglată în raport cu cremaliera prin care primește mișcarea de avans, printr-un mecanism cu șurub-piuliță, posedînd un tambur gradat (și un sistem de blocare nefigurat în schemă).

La strungurile revolver automate, pentru o rotație a camei saniei portcap-revolver, se realizează ciclul complet de prelucrare a unei piese, din care cauză cama trebuie să permită mai multe faze de apropiere rapidă, prelucrare cu viteză de avans și înapoiere rapidă (fig. 9.153). Din această cauză, pentru fiecare piesă în parte se proiectează și construiește o camă corespunzătoare.

Pentru fiecare fază a ciclului de lucru, mărimea cursei l este determinată de înălțimea H_1, H_2 ... a camei în raport cu raza minimă R. Mișcarea se transmite saniei printr-o pîrghie G și un mecanism sector dințat-cremalieră.

Obținerea precisă a cotei se realizează printr-o reglare inițială a saniei în raport cu cremaliera, cu ajutorul șurubului cu cadran gradat S, protejat contra dereglării de capacul filetat C.

9.8. POZIȚIONARE REPETATĂ

9.8.1. Scop. Definire

În cazul cotelor în lanț și în special cînd cotele sînt identice, operația de reglare și oprire la cotă devine o operație de *repetare a poziționării*. Astfel de operații sînt necesare de exemplu pentru efectuarea unor găuri pe un traseu rectiliniu sau circular (fig. 9.154), a prelucrării danturii de cremalieră sau a unei roți dințate etc.

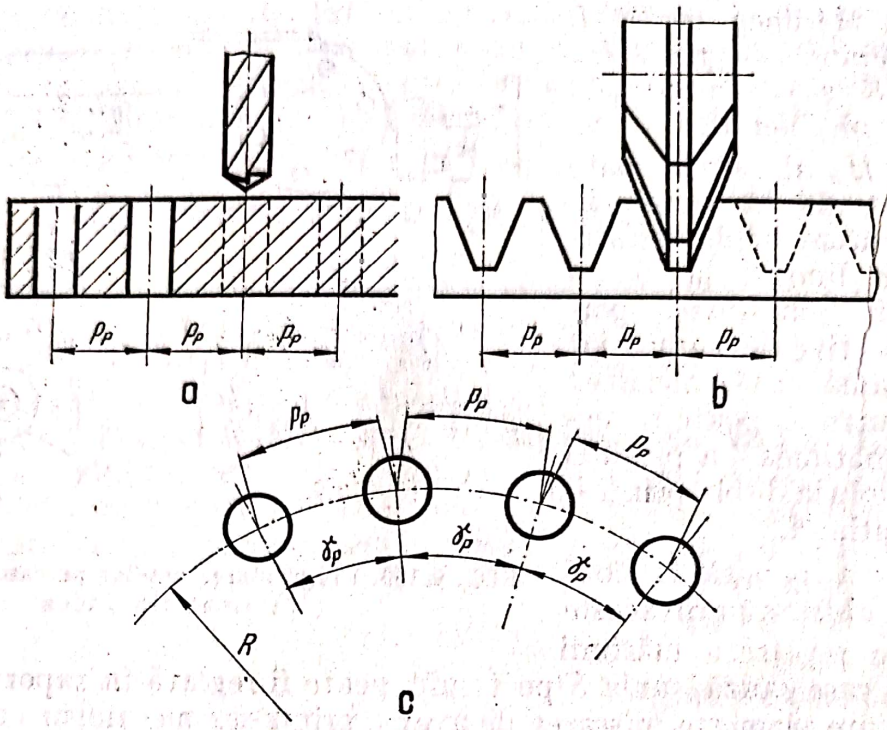


FIG. 9.154. Repetarea poziționării

Repetarea poziționării sculei în raport cu piesa (sau invers) este o operație auxiliară care se efectuează în afara timpului în care are loc procesul de așchiere, ceea ce o deosebește de oprirea la cotă, obișnuită, prin faptul că:

— viteza de deplasare în timpul poziționării nu este o viteză de avans, procesul de așchiere neproducîndu-se în acest timp, și,

— ca urmare, lanțul cinematic de poziționare este un lanț cinematic auxiliar avînd mecanisme specifice.

Operația de repetare a poziționării, fiind o operație auxiliară, influențează productivitatea prin timpul auxiliar pe care îl introduce. Din această cauză, viteza de poziționare trebuie să fie cît mai mare, ceea ce ridică probleme specifice, oarecum diferite de ale opririi la cotă, în special în cazul automatizării acestor operații.

9.8.2. Divizarea

Poziționarea repetată pe o traiectorie circulară este de fapt o operație de poziționare unghiulară, unghiul la centru fiind denumit *pas unghiular*, mărimea sa fiind exprimată prin

$$\gamma_p = \frac{360^\circ}{z_p},$$

în care z_p este numărul de diviziuni. În marea majoritate a cazurilor z_p, este un număr întreg. Este încetățenită denumirea de *divizare*, dată acestei ope-

rații tehnice, cu toate că ea nu corespunde definiției matematice, care cere ca toate cele trei numere să fie întregi.

Astfel pentru $z_p = 10$,

$$\gamma_p = 36°$$

și deci operația este o divizare în sens matematic, în timp ce pentru $z_p = 11$

$$\gamma_p = 32° 43' 38'', 1818...$$

această operație nu mai este o divizare γ_p, nefiind întreg.

Denumirea de divizare fiind larg utilizată în domeniul tehnic, se impune menținerea ei, cu atît mai mult cu cît este folosită și în cazul poziționării repetate pe o traiectorie rectilinie: *divizarea rectilinie*, operație care nu are nici o legătură cu împărțirea în părți egale a unei lungimi date.

Mărimea distanței dintre două poziționări succesive pe o traiectorie circulară de rază r este denumită *pas circular*,

$$p_p = \frac{2\pi r}{z_p},$$

iar pe o traiectorie rectilinie, *pas liniar* sau simplu pas.

9.8.3. Structură și reglare

Lanțurile cinematice auxiliare de poziționare repetată (divizare) sînt necesare unor mașini-unelte foarte diferite pentru poziționarea reciprocă piesă-sculă, ca de exemplu: capetele și platourile divizoare folosite pe mașinile de frezat, discul și turela portscule de la strungurile revolvere, tamburul multiaxe al strungului automat, mecanismele de divizare de la mașinile de prelucrat roți dințate, arbori canelați, magazinul cu scule al centrelor de prelucrare etc.

Ponderea cea mai mare o are divizarea circulară față de divizarea rectilinie.

Lanțul cinematic de divizare circulară trebuie să asigure la capătul său de ieșire o rotație de mărime $y_e = \gamma_p$, în care scop se introduce la capătul de intrare o mărime $y_i = \alpha_D$ foarte precisă, realizată cu un mecanism de indexare M_i (fig. 9.155). Transformarea lui α_D în γ_p se face de mecanismul de reglare M_R.

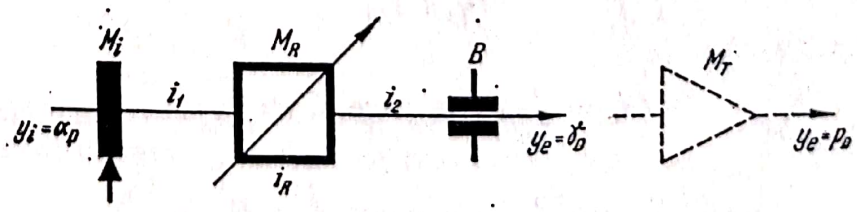


FIG. 9.155. Lanț cinematic de divizare

Pentru asigurarea menținerii poziționării organului final, lanțurile cinematice de divizare sînt prevăzute cu un mecanism de blocare B.

În cazul poziționării repetate rectilinii, lanțul cinematic este identic celui pentru poziționarea circulară, dotat în plus la capătul de ieșire cu un mecanism de transformare M_T a pasului unghiular γ_p în pas liniar t_p.

Mărimea de ieșire γ_p poate fi nereglabilă, de exemplu pentru rotirea tamburului portaxe principale al unui strung automat cu 6 axe la care γ_p este totdeauna egal cu 60°, sau reglabilă într-un domeniu de reglare oarecare.

$$R\gamma_p = \frac{\gamma_{p\,max}}{\gamma_{p\,min}},$$

ca de exemplu la capul divizor la care trebuie să se poată efectua divizări cu $\gamma_p = 180°$ ($z_p = 2$) pînă la minimum $\gamma_p = 1°$ ($z_p = 360$).

Mărimea de intrare α_D în mare majoritate a cazurilor este constantă, ceea ce implică existența mecanismului de reglare M_R, dacă mărimea de ieșire γ_p trebuie să fie reglabilă. În caz contrar, pentru $\gamma_p = \text{const.}$, acesta se poate obține prin alegerea corespunzătoare a rapoartelor de transmitere fixe $i_1, i_2 \ldots$, mecanismul de reglare M_R nefiind necesar.

În cazul în care mărimea de intrare α_D poate fi reglată într-un domeniu de reglare

$$R\alpha_D = \frac{\alpha_{D\,max}}{\alpha_{D\,min}},$$

în scopul evident al obținerii unui domeniu de reglare $R\gamma_p$ al mărimii de ieșire, lanțul cinematic poate conține sau nu, un mecanism de reglare M_R.

9.8.4. Bazele teoretice ale poziționării repetate

Ecuația lanțului cinematic de divizare (fig. 9.155) se poate scrie

$$y_e = y_i i_T,$$

adică

$$\gamma_p = \alpha_D i_C i_R,$$

în care i_C reprezintă produsul rapoartelor de transmitere constante.

Mărimea de ieșire γ_p este totdeauna mai mică decît α_D (sau cel mult egală) cu aceasta în scopul micșorării erorilor sistematice, deci

$$\gamma_p \leqslant \alpha_D,$$

de unde rezultă că

$$i_c = \frac{1}{C_D}, \quad \text{în care } C_D \geqslant 1$$

și

$$i_R = \frac{A_D}{B_D}, \quad \text{în care } A_D \leqslant B_D,$$

astfel că ecuația de transfer devine

$$\gamma_p = \alpha_D \frac{1}{C_D} \frac{A_D}{B_D},$$

sau încă

$$\alpha_D \frac{A_D}{B_D} = \gamma_p C_D$$

ecuație în care membrul din dreapta este cunoscut, iar cel din stînga urmînd a fi determinat.

Rezolvarea ei este dificilă nu numai prin faptul că membrul din stînga constă din două necunoscute, ci și prin faptul că α_D și γ_p sînt mărimi exprimate în grade, minute și secunde (și chiar fracțiuni de secundă).

Realizarea practică a mărimii de intrare α_D constă în rotirea unui ax de intrare (fig. 9.156) în fața unui cadran (disc etc.) posedînd G_D diviziuni, astfel că unei diviziuni corespunde un unghi

$$\gamma_D = \frac{360°}{G_D}.$$

Mărimea lui α_D se obține rotind axul de k_D diviziuni, deci

$$\alpha_D = k_D \gamma_D = 360° \frac{k_D}{G_D},$$

astfel încît α_D se va exprima totdeauna printr-o fracție ordinară în care numărătorul și numitorul sînt numere întregi.

Similar se poate scrie pentru mărimea de ieșire

$$\gamma_P = \frac{360°}{z_p},$$

în care z_p este numărul de diviziuni care trebuie obținut.

Ca urmare, ultima ecuație capătă forma

$$\frac{k_D}{G_D} \cdot \frac{A_D}{B_D} = \frac{C_D}{z_p}.$$

Rezolvarea acestei ecuații cu două necunoscute se poate face impunînd anumite condiții. Astfel pentru $A_D/B_D = \text{const.}$, ceea ce înseamnă că în lanțul cinematic nu există roți de schimb, ecuația devine

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{C_D}{z_p},$$

iar pentru cazul în care $k_D/G_D = \text{const}$, adică pentru o mărime de intrare α_D totdeauna constantă,

$$\frac{A_D}{B_D} = \frac{C_D}{z_p},$$

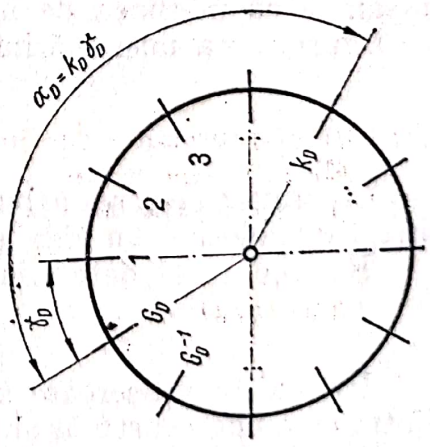


FIG. 9.156. Obținerea mărimii de intrare α_D

Dificultatea de rezolvare tehnică a acestor ecuații, constînd teoretic în a găsi o fracție de forma k_D/G_D sau A_D/B_D egală cu fracția C_D/z_p, se datorește faptului că numărul z_p, care în genere poate fi oricare dintre numerele cuprinse în domeniul 2 ... 360, poate fi un *număr prim*, ceea ce impune ca G_D, respectiv B_D, să fie egal sau multiplu al acestuia și, ca urmare, necesitatea unui număr foarte mare discuri (respectiv roți de schimb) corespunzător numărului de numere prime existente în acest domeniu.

O astfel de soluție fiind neeconomică, pentru rezolvarea problemei, se apelează la realizarea mărimii de intrare α_D printr-o însumare (algebrică) de mărimi de intrare

$$\alpha_D = \alpha'_D \pm \alpha''_D \pm \ldots,$$

în genere limitată la primii doi termeni.

Întrucît realizarea tehnică a unghiului α_D se face după cum s-a arătat, expresia de mai sus devine

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{k'_D}{G'_D} \pm \frac{k''_D}{G''_D},$$

iar ecuația care trebuie rezolvată

$$\frac{k'_D}{G'_D} \pm \frac{k''_D}{G''_D} = \frac{C_D}{z_p}$$

constă în a găsi o sumă de fracții ordinare egală cu o fracție ordinară dată, ceea ce prezintă încă suficiente dificultăți. În mare măsură, aceste dificultăți se elimină, considerînd una din fracții cunoscută, de exemplu: k'_D/G'_D. Cum aceasta corespunde unei egalități

$$\frac{k'_D}{G'_D} = \frac{C_D}{z'_D},$$

înseamnă că mărimea de intrare α'_D introdusă în lanțul cinematic are ca efect furnizarea unei mărimi de ieșire γ'_p corespunzătoare unei divizări z'_p

$$\gamma'_p = \frac{360°}{z'_p}.$$

Ca urmare alegerea arbitrară a lui α'_D rezidă în alegerea arbitrară a lui z'_D și realizat folosind un disc indexator avînd G'_D diviziuni.

Rămîne să se determine modul de obținere a unghiului $\pm \alpha''_D$, adică

$$\pm \alpha''_D = \alpha_D - \alpha'_D.$$

Pot exista numeroase soluții tehnice pentru realizarea acestei mărimi, dintre care una constă în obținerea lui α''_D întocmai ca a lui α'_D și însumarea cu acesta printr-un mecanism diferențial (fig. 9.157), de unde și denumirea de *divizare diferențială*.

Scanned with OKEN Scanner

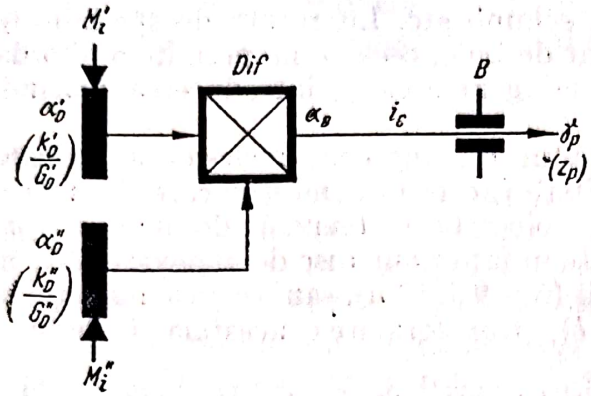


FIG. 9.157. Însumarea a două rotații

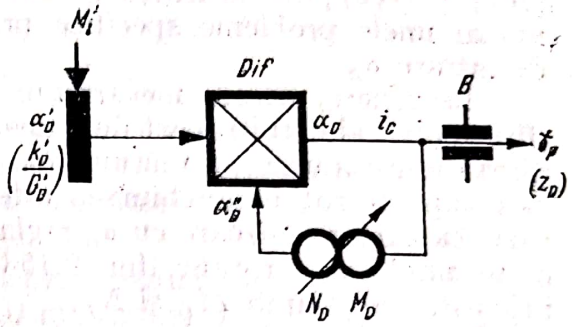


FIG. 9.158. Realizarea rotației α_D funcție de γ_p

O soluție mai simplă, utilizată prin modul de construcție al capetelor divizoare, constă în realizarea unghiului α_D'' ca funcție de unghiul γ_p (fig. 9.158), în care scop mișcarea de rotație se ia de la axul de ieșire și se modifică prin roțile de schimb N_D/M_D astfel încît

$$\pm \alpha_D'' = \gamma_D \frac{M_D}{N_D} = \frac{360^\circ}{z_D} \frac{M_D}{N_D}.$$

Cum pe de altă parte avem că

$$\alpha_D = \frac{C_D}{z_p} 360$$

și

$$\alpha_D' = \frac{C_D}{z_p'} 360,$$

expresia

$$\pm \alpha_D'' = \alpha_D - \alpha_D'$$

devine

$$\pm \frac{M_D}{N_D} = \frac{C_D}{z_p'} (z_p' - z_p),$$

permițînd calculul rotaților de schimb. În această construcție, este deci suficientă realizarea mărimii de intrare α_D' pentru ca la ieșire să se obțină unghiul γ_p.

9.8.5. Capete și platouri divizoare

a. **Divizarea indirectă.** Ca accesorii ale mașinilor de frezat universale și de sculărie, a unor mașini de găurit sau cu utilizare în secțiile de control, capetele și platourile divizoare se pot clasifica în mecanice sau optice, simple

sau universale, cu discuri sau roți de schimb etc. Literatura de specialitate [16] [18] [106] [121] le tratează suficient de bine, ceea ce ne permite a aborda numai unele probleme specifice privind generarea și introducerea mărimii de intrare α_D.

În genere, aceste mecanisme conțin un angrenaj melc-roată melcată (fig. 9.159), al cărui raport de transmitere i_c este în demultiplicare. Ca mecanism de introducere a mărimii α_D, se folosește o manetă de indexare m, care se poate roti de unghiuri α_D diferite în fața unui disc de indexare M_i, în cazul capetelor divizoare cu α_D reglabil (fig. 9.159, *a*), sau rotirea manetei m de un unghi α_D constant (fig. 9.158, *b*), transformarea acestuia făcîndu-se prin roțile de schimb M_D și N_D.

Datorită acestor caracteristici constructive, dispozitivele divizoare sînt împărțite în două categorii: cu disc divizor și cu roți de schimb. Întrucît ultimile au o utilizare restrînsă, vom analiza numai primele.

Discul divizor permite realizarea unghiurilor α_D datorită faptului că posedă pe un cerc de rază oarecare un număr G_D de rizuri, găuri, canale sau dinți, de distanță unghiulară.

$$\gamma_D = \frac{360^\circ}{G_D}.$$

Mărimea lui α_D se obține prin numărul k_D de unghiuri γ_D luate în considerare

$$\alpha_D = \frac{k_D}{G_D} 360^\circ$$

de unde, după cum s-a văzut, rezultă formula de calcul

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{C_D}{z_p}.$$

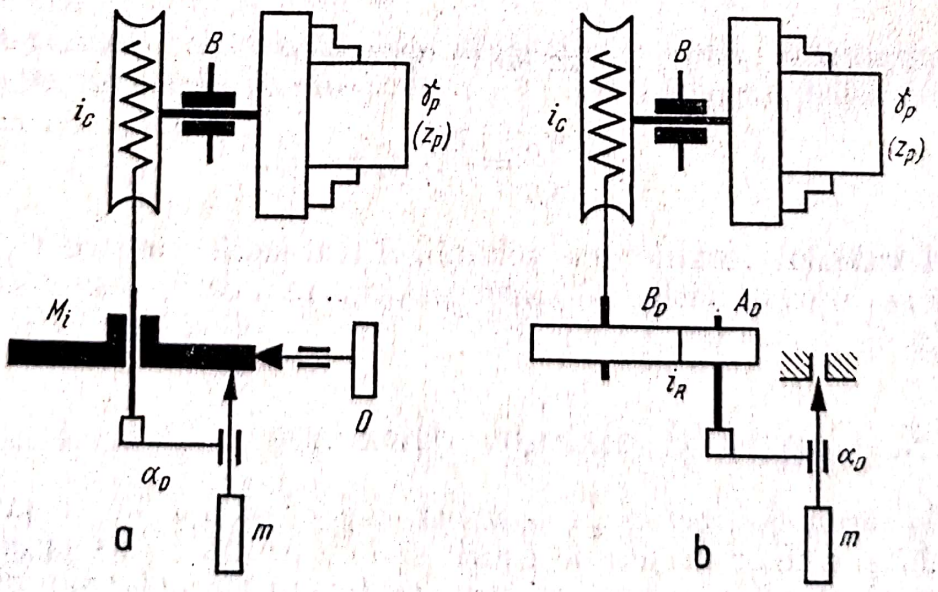


FIG. 9.159. Schema capului divizor cu discuri (*a*) și cu roți (*b*)

Pentru un disc indexor dat, avînd un anumit G_D și un raport de transmitere i_c dat, rezultă că divizările posibile se exprimă prin

$$k_D = \frac{C_D G_D}{z_p},$$

în care k_D este un număr întreg. Expresia reprezintă o divizare în sensul matematic, deoarece toți factorii sînt numere întregi. Ori pentru ca produsul $C_D G_D$ să se dividă prin z_p, este necesar ca acesta să conțină toți factorii primi ai lui z_p la puteri cel puțin egale dacă nu mai mari.

Aceste considerente stau la baza alegerii pentru proiectare a mărimii raportului de transmitere constant C_D și al numărului de găuri G_D al discului indexor.

Capetele divizoare au de obicei $C_D = 40$ ($i_c = 1/40$), iar platourile divizoare $C_p = 120$.

În primul caz,

$$C_D = 40 = 2^3 \cdot 5.$$

Astfel că, pentru un disc divizor, avînd de exemplu $G_D = 21 = 3 \cdot 7$, rezultă că z_p realizabil poate avea numai următoarele valori:

2	14	60
3	20	70
4	24	84
5	28	120
6	30	140
7	35	168
8	40	280
10	42	—
12	56	—

din care numai 2, 3, 5 și 7 sînt numere prime și corespund numerelor prime conținute de produsul $C_D G_D$. Ca urmare, pentru obținerea altor numere prime, pentru un același $C_D = 40$, este necesar ca discurile indexoare să posede numere G_D conținînd acele numere prime.

Discurile divizoare se construiesc (fig. 9.160) avînd mai multe cercuri cu G_D diferit, de exemplu:

discul I 15, 16, 17, 18, 19, 20
discul II 21, 23, 27, 29, 31, 33
discul III 37, 39, 41, 43, 47, 49,

sau un singur disc avînd pe

fața I 24, 25, 28, 30, 34, 37, 38, 39, 41, 42, 43
fața II 46, 47, 49, 51, 53, 54, 57, 58, 59, 62, 66

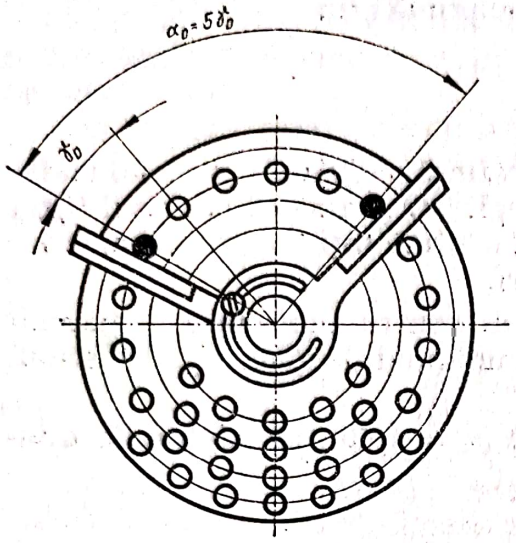


FIG. 9.160. Obținerea unghiului α_D pe discul cu găuri

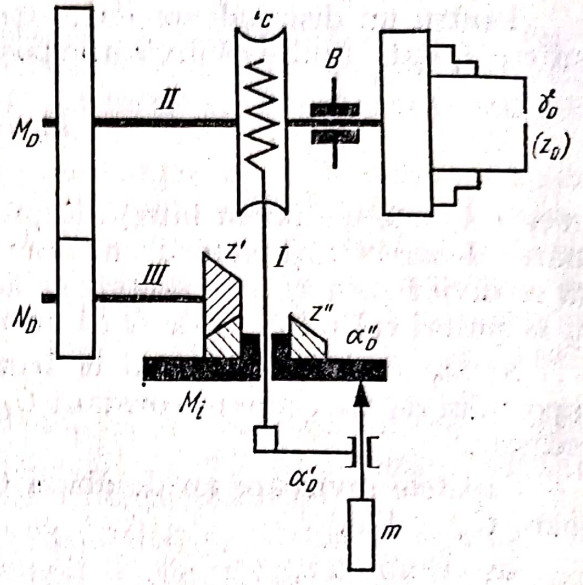


FIG. 9.161. Schema capului divizor cu discuri pentru divizarea diferențială

Se poate vedea că cel mai mare număr prim este 49, în primul caz, și 59, în cel de al doilea, asigurîndu-se astfel un număr mai mare de divizări posibile.

b. **Divizarea diferențială.** Posibilitatea de realizare a divizării într-un număr z_p este, după cum s-a văzut, condiționată de existența factorilor primi ai lui z_p printre factorii produsului $C_D G_D$. Pentru un C_D dat, ar fi necesare mai multe discuri, avînd în G_D numerele prime respective, ceea ce nu este economic.

Pe de altă parte, chiar în cazul numerelor prime mici, dacă exponentul acestora este mai mare decît al factorului identic din produsul $C_D D_D$, divizarea nu este posibilă. Astfel, de exemplu: $z_p = 81 = 3^4$ cu toate că nu este număr prim, divizarea nu poate fi realizată cu nici unul din numerele G_D menționate, deoarece $C_D = 40 = 2^3 \times 5$ nu conține pe 3, iar cel mai mare, $G_D = 27 = 3^3$, conține pe 3 la o putere mai mică decît a lui 81.

În aceste cazuri, se apelează la *divizarea diferențială*, adică la realizarea unei mărimi de intrare α_D ca sumă (algebrică) a două unghiuri diferite

$$\alpha_D = \alpha'_D \pm \alpha''_D$$

în condițiile arătate în capitolul precedent pe baza schemei din fig. 9.161. Realizarea acestei scheme constă în montarea roților de schimb M_D și N_D între axul *II* al capului divizor și axul *III* care prin roțile z' și z'' transmite mișcarea discului indexor M_i, sub forma unghiului $\pm \alpha''_D$, în timp ce cu maneta m se efectuează în fața aceluiași disc (în mișcare) unghiul α'_D.

Unghiul α'_D se realizează pentru o divizare z'_p diferită de z_p, însă realizabilă pe capul divizor. Aceasta se obține utilizînd formula

$$\frac{k'_D}{G'_D} = \frac{C_D}{z'_p}.$$

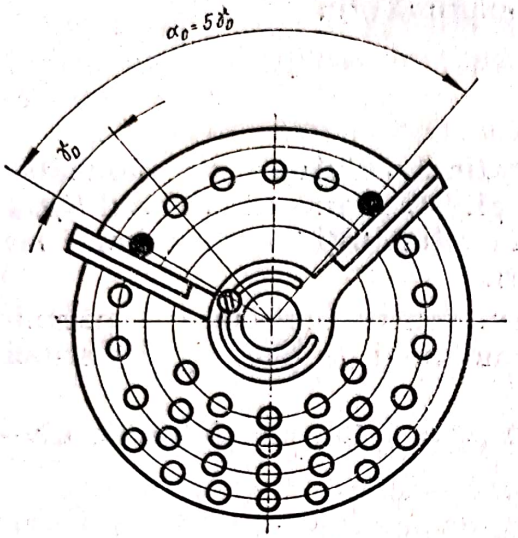


FIG. 9.160. Obținerea unghiului α_D pe discul cu găuri

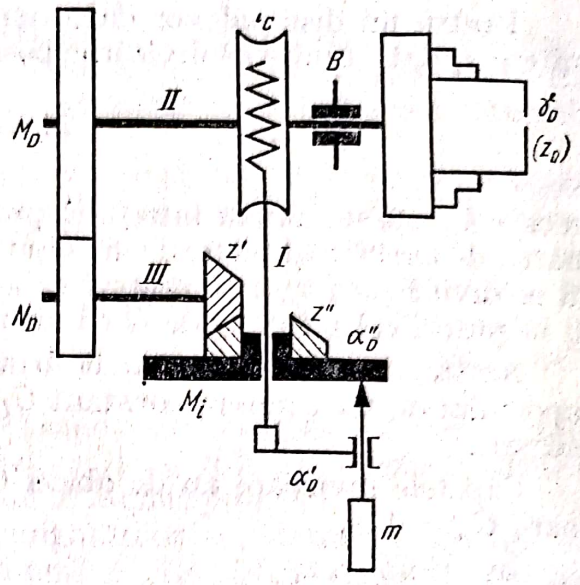


FIG. 9.161. Schema capului divizor cu discuri pentru divizarea diferențială

Se poate vedea că cel mai mare număr prim este 49, în primul caz, și 59, în cel de al doilea, asigurîndu-se astfel un număr mai mare de divizări posibile.

b. **Divizarea diferențială.** Posibilitatea de realizare a divizării într-un număr z_p este, după cum s-a văzut, condiționată de existența factorilor primi ai lui z_p printre factorii produsului $C_D G_D$. Pentru un C_D dat, ar fi necesare mai multe discuri, avînd în G_D numerele prime respective, ceea ce nu este economic.

Pe de altă parte, chiar în cazul numerelor prime mici, dacă exponentul acestora este mai mare decît al factorului identic din produsul $C_D D_D$, divizarea nu este posibilă. Astfel, de exemplu: $z_p = 81 = 3^4$ cu toate că nu este număr prim, divizarea nu poate fi realizată cu nici unul din numerele G_D menționate, deoarece $C_D = 40 = 2^3 \times 5$ nu conține pe 3, iar cel mai mare, $G_D = 27 = 3^3$, conține pe 3 la o putere mai mică decît a lui 81.

În aceste cazuri, se apelează la *divizarea diferențială*, adică la realizarea unei mărimi de intrare α_D ca sumă (algebrică) a două unghiuri diferite

$$\alpha_D = \alpha'_D \pm \alpha''_D$$

în condițiile arătate în capitolul precedent pe baza schemei din fig. 9.161. Realizarea acestei scheme constă în montarea roților de schimb M_D și N_D între axul *II* al capului divizor și axul *III* care prin roțile z' și z'' transmite mișcarea discului indexor M_i, sub forma unghiului $\pm \alpha''_D$, în timp ce cu maneta m se efectuează în fața aceluiași disc (în mișcare) unghiul α'_D.

Unghiul α'_D se realizează pentru o divizare z'_p diferită de z_p, însă realizabilă pe capul divizor. Aceasta se obține utilizînd formula

$$\frac{k'_D}{G'_D} = \frac{C_D}{z'_p}.$$

Unghiul α''_D se obține din α_D de la axul *II* prin roțile de schimb M_D și N_D care se determină cu expresia menționată

$$\pm \frac{M_D}{N_D} = \frac{C_D}{z'_p}(z'_p - z_p).$$

Semnul $\pm$ rezultă din faptul că z'_p poate fi ales mai mare sau mai mic decît z_p și indică sensul de rotație al celor două axe *II* și *III*; pentru semnul plus, cele două axe trebuie să se rotească în același sens, pentru minus, în sens contrar. Condiția realizării sensului de rotație a celor două axe atrage după sine necesitatea, în unele cazuri, a introducerii între roțile M_D și N_D a uneia sau a două intermediare.

Ca exemplificare, fie $z_p = 81$. Alegînd $z'_p = 82$, avem

$$\frac{k'_D}{G'_D} = \frac{40}{82} = \frac{20}{41}$$

deci α'_D este determinat de deplasarea manetei m peste 20 găuri pe discul cu 41 găuri, discuri existente în ambele serii de G_D citate anterior.

Roțile de schimb vor fi:

$$\frac{M_D}{N_D} = \frac{40}{82}(82 - 81) = +\frac{40}{82}.$$

Dacă roata cu 82 dinți există în trusa de roți de schimb, operația de divizare este posibilă. În caz contrar, se poate alege alt z'_p, de exemplu $z'_p = 80$. Ca urmare, în acest caz,

$$\frac{k'_D}{G'_D} = \frac{40}{80} = \frac{1}{2},$$

care prin multiplicare convenabilă duce la numeroase soluții ca de exemplu: 8/16; 9/18 și 10/20, pentru prima serie de discuri, și 12/14; 14/18... 36/66, pentru capul divizor Cugir.

Roțile de schimb

$$\frac{M_D}{N_D} = \frac{40}{80}(80 - 81) = -\frac{1}{2}$$

conduc de asemenea la numeroase soluții posibile ca de exemplu: 20/40; 25/50; 30/60 ...

În primul caz, cele două axe *II* și *III* trebuie să se rotească în același sens (semnul plus), astfel că este necesară o intermediară între roțile de schimb, în timp ce în al doilea caz, aceleași axe trebuie să se rotească în sens invers (semnul minus), ceea ce înseamnă că nu este necesară nici o intermediară, dacă roțile M_D și N_D pot angrena între ele. Cum însă distanța dintre axele în cauză este constantă, probabilitatea angrenării este foarte mică, astfel că în genere sînt necesare două intermediare între cele două roți.

Scanned with OKEN Scanner

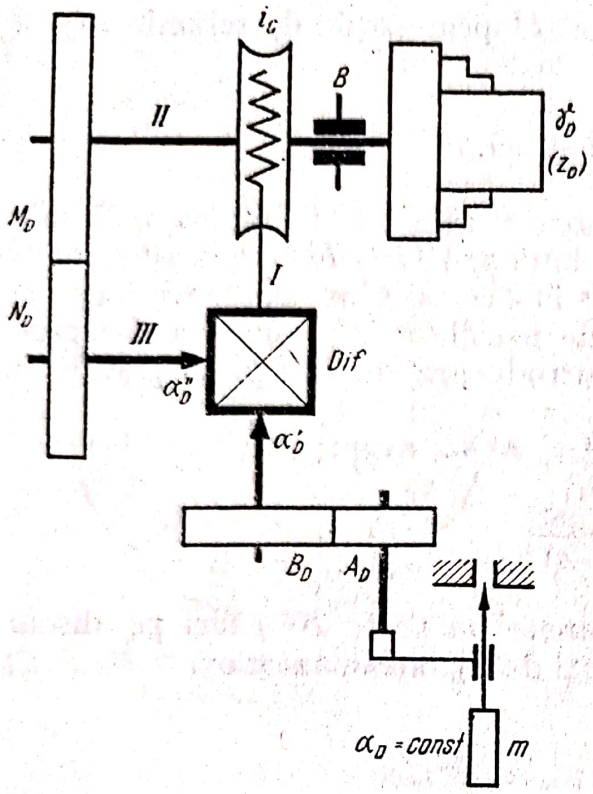


FIG. 9.162. Schema capului divizor cu roți pentru divizarea diferențială.

c. **Capetele divizoare cu roți** folosesc pentru însumarea mărimilor $\alpha_D' \pm \alpha_D''$ un diferențial *Dif.* (fig. 9.162), în cazul divizării diferențiale roțile M_D și N_D determinîndu-se ca și în cazul precedent. Roțile A_D și B_D se determină cu formula

$$\frac{A_D}{B_D} = \frac{C_D}{z_p},$$

pentru divizarea indirectă (caz în care roțile M_D și N_D nu sînt necesare), și cu formula

$$\frac{A_D'}{B_D'} = \frac{C_D}{z_p'},$$

în cazul divizării diferențiale, în care z_p' se alege în aceleași condiții ca la capetele divizoare cu discuri indexoare. Mărimea de intrare, rotația α_D, este constantă și egală cu unitatea. Totuși, în unele construcții, pe lîngă roțile de schimb A_D și B_D, se poate acționa și asupra mărimii lui α_D,

$$\alpha_D = \frac{k_D}{G_D} 360°,$$

utilizînd un disc indexor cu $G_D = 2{,}4 \ldots 12$ găuri sau canale, sau pentru $G_D = 1$, luînd $k_D = 1 \ldots 4$ (deci 1 ... 4 rotații complete). În acest caz, formula de calcul este cea mai generală

$$\frac{k_D}{G_D} \frac{A_D}{B_D} = \frac{C_D}{z_p},$$

rezolvarea obținîndu-se prin încercări.

d. **Divizarea în grade.** În cazurile în care reperarea poziționării nu este condiționată de un număr z_p întreg, ci de unghiuri precise $\varphi°$ (în grade întregi), atunci pentru capetele divizoare cu discuri se poate scrie că

$$z_p = \frac{360°}{\varphi°}$$

și, ca urmare, formula de calcul devine

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{\varphi° C_D}{360°}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Dacă $C_D = 40$, atunci se obține o expresie simplă

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{\varphi^\circ}{9}.$$

Se poate remarca că prin multiplicare cu 2 sau 3 se obține $G_D = 18$ respectiv 27 care se regăsesc în discurile menționate, iar prin multiplicare cu 6 se obține $G_D = 54$ corespunzător capului divizor Cugir. Ca urmare, ori care mărime a unghiului φ° în grade întregi poate fi obținută prin divizare indirectă.

Astfel poziționarea la unghiuri $\varphi^\circ = 61^\circ$ se poate obține pe primul tip de cap divizor efectuînd

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{61}{9} = \frac{183}{27} = 6 + \frac{15}{27}$$

șase rotații întregi și o deplasare de 15 găuri pe discul cu 27 găuri, iar la capul divizor Cugir

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{61}{9} = \frac{366}{54} = 6 + \frac{30}{54}$$

prin șase rotații și 30 găuri pe discul cu $G_D = 54$.

Dacă unghiul φ conține și un număr de minute (sau secunde), atunci trebuie exprimat integral în aceste unități. Astfel pentru φ' în minute, formula de calcul este

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{\varphi'}{540}$$

și este rezolvabilă numai în cazurile particulare în care φ' conține factorii primi care simplifică pe 540 pînă la valori corespunzătoare G_D-urilor existente.

e. **Divizarea rectilinei.** Poziționarea repetată pe o traiectorie rectilinei fără a fi o divizare propriu-zisă se rezolvă în același mod ca și divizarea circulară. Fig. 9.163 reprezintă schema structurală a unui astfel de lanț cinematic, M_i fiind mecanismul de indexare, de introducere a mărimii de intrare α_D, mărime care, datorită raportului de transmitere constant i_c, este transformată în unghiul γ_p de rotație a șurubului de pas p_s. Funcție de mărimea lui γ_p și a pasului p_s, se obține deplasarea de pas

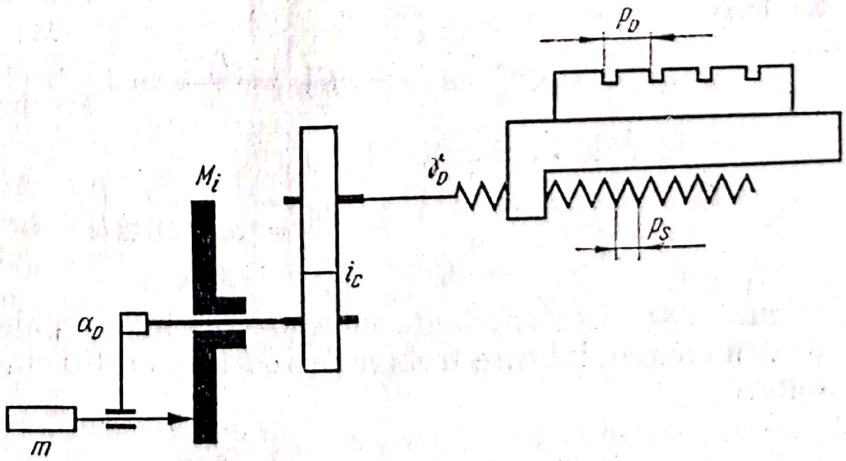


FIG. 9.163. Divizarea liniară

$p_D = p_ș \frac{\gamma_p}{360°}$, de unde $\gamma_p = \frac{p_p}{p_ș} 360°$, dar $\gamma_p = \alpha_D i_c$ și dacă α_D se obține pe un disc divizor $\alpha_D = \frac{k_D}{G_D} 360$ atunci $\frac{k_D}{G_D} = \frac{p_p}{C_D}$, în care $C_D = p_ș i_c$ este constanta lanțului cinematic.

Funcție de valoarea minimă a lui p_p și de ușurința și siguranța de a introduce mărimea α_D se poate determina mărimea constantei C_D și apoi, printr-o alegere convenabilă, mărimea pasului $p_ș$, a șurubului conducător și a raportului de transmitere i_c.

Astfel, de exemplu, pentru $p_{p\,min} = 0{,}1$ mm și un disc cu $G_D = 10$ diviziuni, trebuie ca $\frac{k_D}{G_D} = \frac{1}{10} = \frac{0{,}1}{C_D}$, de unde $C_D = p_ș i_c = 1$.

Dacă se alege $p_ș = 5$ mm, rezultă $i_c = 1/5$. Ca urmare, la acest lanț cinematic de divizare, pentru o rotație completă a manetei m, se obține o deplasare de 1 mm, iar pentru rotirea manetei din diviziune în diviziune, deplasarea va fi de 0,1 mm.

În cazul prelucrării cremalierelor, pasul este funcție de modul

$$p_p = m\pi,$$

astfel că

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{m}{C'_D},$$

în care $C'_D = p_ș i_c/\pi$ este constanta acestui lanț cinematic. Dacă pentru o rotație trebuie să se obțină o deplasare corespunzătoare modulului unitate, și avînd în vedere că modulele sînt multiple de 0,25, înseamnă că sînt suficiente patru diviziuni pe discul indexor, deci $G_D = 4$.

Ca urmare

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{1}{4} = \frac{0{,}25}{C'_D},$$

de unde

$$C'_D = \frac{p_ș i_c}{\pi} = 1.$$

Considerînd că fracția

$$\frac{22}{7} = 3{,}1428 \cong \pi$$

asigură o precizie suficientă în realizarea lui π, și alegînd $p_s = 5$ mm, rezultă, pentru angrenajul care trebuie introdus în lanțul cinematic, raportul de transmitere

$$i_c = \frac{35}{22}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Pentru prelucrarea unei cremaliere de modul 2,25 mm, formula de calcul este

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{2{,}75}{1},$$

de unde

$$k_D = 2{,}75\ G_D = 2{,}75 \times 4 = 11$$

și ca urmare

$$\frac{k_D}{G_D} = \frac{11}{4} = 2 + \frac{3}{4},$$

adică pentru obținerea divizării sînt necesare două rotații complete plus trei diviziuni pe discul cu patru diviziuni. După cum rezultă, calculele devin astfel foarte simple, ca și manevrarea mecanismului, ceea ce elimină în mare măsură posibilitatea de eroare.

9.8.6. Aplicații ale lanțurilor cinematice de divizare

În afara capetelor și platourilor divizoare, care în genere sînt anexe ale unor mașini-unelte, lanțurile cinematice de divizare pot fi regăsite ca făcînd parte integrantă din cinematica și construcția acestora.

Astfel de lanțuri cinematice, acționate manual sau nu, sînt necesare strungurilor revolver cu disc sau turelă, pentru alimentarea cu scule a strungurilor automate și semiautomate multiaxe ca și a centrelor de prelucrare, asupra căror construcții și mod de funcționare, sînt date amănunte în vol. II.

Se mai pot cita de asemenea mașinile de prelucrat roți dințate cilindrice ca și majoritatea mașinilor de rectificat dantura sau de prelucrat roți dințate conice, tratate de asemenea în vol. II.

În completarea celor de mai sus, prezentăm două mecanisme pentru introducerea în lanțul cinematic de divizare a unei mărimi de intrare α_D constante, mecanisme utilizate în lanțurile cinematice de divizare a unor mașini de rectificat dantura, pentru care divizarea este o operație de cea mai mare importanță, de aceasta depinzînd mărimea erorii de pas.

Fig. 9.164 reprezintă un astfel de mecanism, constînd din angrenajele z_1/z_1' și z_2/z_2', ale căror roți z_1 și z_2 sînt solidare cu axul I, în timp ce roțile z_1 și z_2 sînt solidarele cu cîte un tambur T_1, respectiv T_2, posedînd fiecare cîte un canal K_1 și K_2.

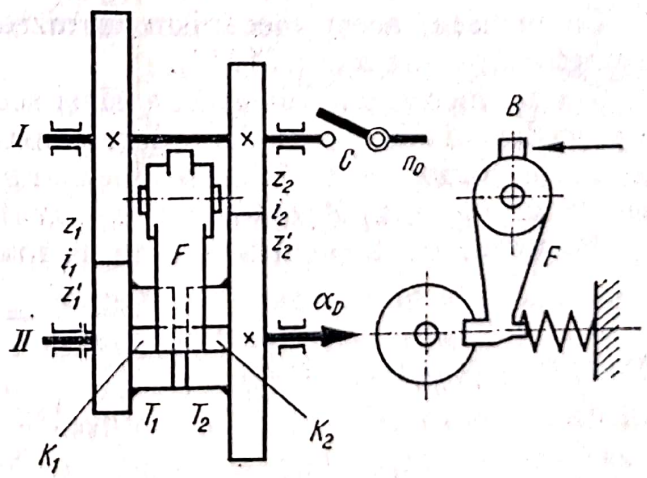


FIG. 9.164. Mecanism pentru realizarea unei rotații α_D constante

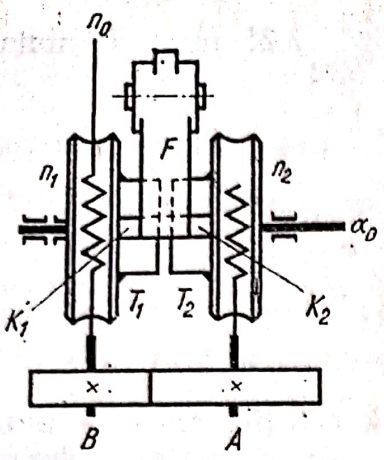


FIG. 9.165. Variantă a mecanismului precedent

Roata z_1' este liberă pe axul *II*, iar z_2', solidară cu acesta.

O furcă F posedă o pană care poate intra în ambele canale K.

La comanda începerii operației de divizare, furca F este scoasă din canalele K, printr-o acțiune asupra cepului B, urmată de închiderea cuplajului C. Mișcarea de rotație primită acum de axul I se transmite, prin cele două angrenaje, tamburelor T_1 și T_2 care se rotesc în același sens, însă cu turații diferite. În timpul rotației, acțiunea asupra cepului B al furcii F încetează, astfel că aceasta ia contact cu cei doi tamburi, dar pana sa nu poate intra în canalele T ale acestora care nu se mai află în dreptul penei (și nici nu mai coincid între ele). Coincidența canalelor și a penei are loc după un număr de n_1 respectiv n_2 rotații ale roților z_1', z_2'. Funcție de turația n_0 a axului I și de rapoartele de transmitere ale celor două angrenaje, avem evident

$$n_1 = n_0 i_1$$
$$n_2 = n_0 i_2,$$

în care n_1 este mai mare decît n_2, cu un număr întreg k de rotații, adică

$$n_1 = n_2 + k,$$

astfel că cele două egalități devin

$$n_2 + k = n_0 i_1$$
$$n_2 = n_0 i_2,$$

care, prin împărțire, conduce la condiția pe care trebuie să o îndeplinească cele două rapoarte de transmitere.

$$i = \frac{i_1}{i_2} = \frac{n_2 + k}{n_2}.$$

Ca urmare, acest mecanism furnizează pentru o turație n_0 a axului I un unghi constant $\alpha_D = 360°\ k$.

Un alt mecanism folosit în același scop este schițat în fig. 9.165, diferind de precedentul din punct de vedere constructiv, deoarece, în locul celor două angrenaje cilindrice, se folosesc două angrenaje cu melc-roată melcată, identice, și un angrenaj A/B format eventual din roți de schimb.

Raportul de transmitere este asemănător precedentului

$$i = \frac{i_1}{i_2} \cdot \frac{A}{B} = \frac{n_2 + k}{n_2}.$$

dar cum $i_1 = i_2$ rezultă că

$$\frac{A}{B} = \frac{n_2 + k}{n_2},$$

ceea ce permite, ca pentru aceeași turație n_0 introdusă axului I, să se poată obține la axul *II* un unghi α_D mai mare sau mai mic funcție de mărimea lui k.

10. COMANDA ŞI PROGRAMAREA NUMERICĂ A MAŞINILOR-UNELTE

10.1. COMANDA NUMERICĂ

10.1.1. Scop. Definire

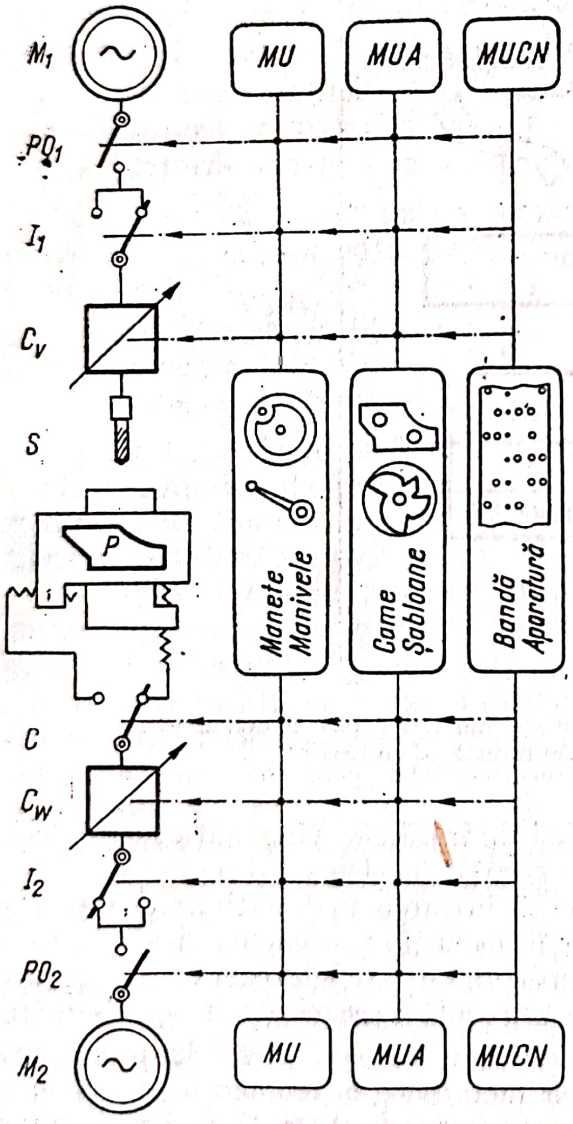


FIG. 10.1. Modalităţi de comandă a unei maşini-unelte

Prin comanda numerică (CN) a maşinilor-unelte se înţelege automatizarea comenzilor de intrare şi scoatere din funcţiune a unui număr mai mic sau mai mare de lanţuri cinematice ale maşinii, folosind în acest scop un limbaj tehnic specific, a cărui vocabular este codificat convenţional prin numere.

Cu ajutorul limbajului, se transpune planul de operaţii pentru prelucrarea piesei pe un portprogram specific (bandă perforată sau magnetică) care, introdus într-o aparatură electronică complexă, este „citit" de aceasta şi, conform instrucţiunilor din program, asigură intrarea în funcţiune a elementelor convenţionale de comandă (cuplaje, contactori etc.) ale lanţurilor cinematice corespunzătoare.

O comparaţie între modurile posibile de comandă a lanţurilor cinematice ale maşinii-unelte este prezentată în fig. 10.1, în care prin traseul MU s-a indicat modul de *comandă manuală* a maşinii-unelte, mod în care acţionarea manetelor, manivelelor etc. este efectuată manual de muncitor.

Traseul MUA se referă la maşinile-unelte automate, la care elementele de comandă sînt acţionate de came, opritori, şabloane, etc., ceea ce conduce la o automatizare a comenzilor, la

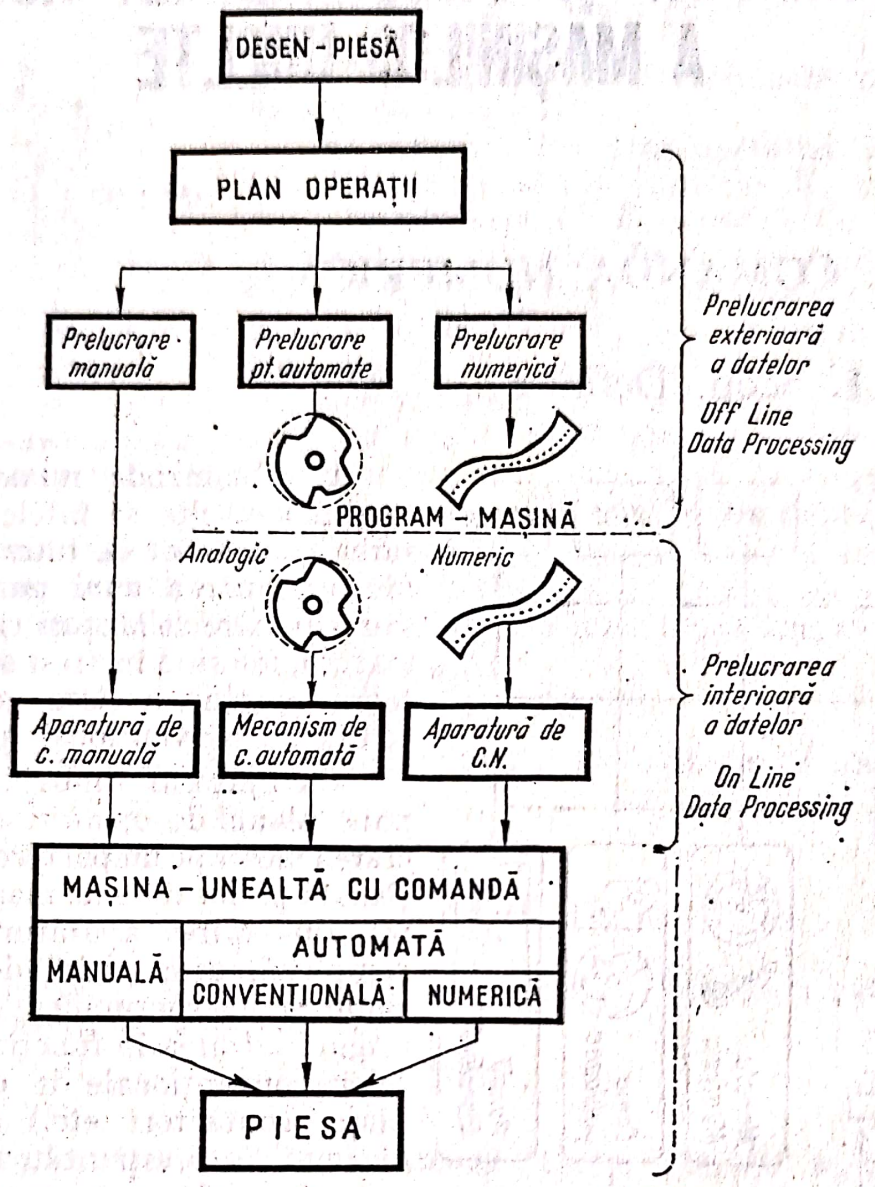


FIG. 10.2. Traseul desen-piesă pentru cele trei feluri de comandă manuală, automată convențională și numerică

comanda automată convențională (mecanică, hidraulică, pneumatică, electrică etc.), pentru aceeași mașină și pentru execuția aceleiași piese.

Traseul MUCN, prin care se comandă intrarea în funcțiune a acelorași lanțuri cinematice, în același scop ca și în cazurile precedente, însă prin comandă dată de un program codificat numeric, citit și interpretat de o aparatură electronică, reprezintă traseul de *comandă numerică* a mașinii-unelte.

Fig. 10.2 reprezintă sintetic trecerea de la desenul piesei la piesa gata prelucrată, pentru punerea în evidență a metodologiei tehnice de programare a celor trei tipuri de mașini-unelte. Aceasta poate fi studiată mai amănunțit apelînd la fig. 1.1 din cap. 1.

Scanned with OKEN Scanner

Fig. 10.2 scoate în evidență împărțirea traseului în două părți: prima parte, cu referire la *prelucrarea exterioară a datelor*, adică a acțiunilor care trebuie întreprinse, funcție de datele din planul de operații, acțiuni care se fac în afara mașinii-unelte, și a doua parte privind *prelucrarea interioară a datelor*, adică acțiuni care se efectuiază în cadrul mașinii-unelte sau al aparaturii de automatizare care aparține acestei mașini, aparatură care poate fi și de comandă numerică.

10.1.2. Tipuri de comenzi numerice

Comanda numerică a unei mașini-unelte, avînd ca scop final comanda unor (sau a tuturor) lanțuri cinematice ale mașinii, trebuie să corespundă cerințelor acestora, astfel încît logic ar trebui să existe trei grupe de comenzi numerice și anume, pentru:

— lanțurile cinematice tehnologice;
— lanțurile cinematice generatoare;
— lanțurile cinematice auxiliare.

Cu toate că aparatura de comandă numerică satisface cerințele acestor grupe de lanțuri cinematice, clasificarea acesteia s-a făcut după alte criterii, și anume în:

— comenzi de poziționare;
— comenzi de prelucrare liniară;
— comenzi de conturare.

Aparatura electronică pentru comenzile de poziționare deservește lanțurile cinematice de poziționare, satisfăcînd condițiile de precizie de poziționare și de timp minim de deplasare (viteze de deplasare rapidă, necondiționate de viteza de așchiere sau de avans).

Aparatura pentru comenzi de prelucrare liniară asigură comenzile lanțurilor cinematice de avans pe traiectoriile rectilinii ale ghidajelor mașinii, deci asigură deplasările cu viteza de avans.

Aparatura pentru comenzi de conturare asigură, ca și precedenta, comenzile lanțurilor cinematice de avans, însă la prelucrarea după un contur oarecare apar probleme mult mai complexe decît la prelucrarea lineară, probleme tratate în cap. 8.

Clasificarea se datorește probabil unor cerințe comerciale, deoarece există mașini-unelte care nu necesită decît aparatură de comandă de poziționare (de ex. mașinile de găurit), în timp ce comenzile de conturare sînt specifice mașinilor de copiat. Justificarea comercială rezidă și în faptul că aparaturile, în ordinea clasificării, sînt din ce în ce mai scumpe, iar dotarea unei mașini-unelte cu o aparatură corespunzătoare este condiționată de criterii economice.

Pe de altă parte, în fiecare grupă de comenzi, aparatura electronică este cu atît mai complexă cu cît numărul axelor de coordonate pe care se realizează mișcările este mai mare. Ca urmare, pot exista mașini-unelte cu

Scanned with OKEN Scanner

comandă de poziționare pe o singură axă, pe două axe, pe trei axe de coordonate, combinate sau nu cu comenzi de prelucrare liniară, pe una sau mai multe axe de coordonate.

Din punct de vedere funcțional, aparatura de comandă numerică se poate prezenta sub două forme:

— sisteme cu circuit deschis;
— sisteme cu circuit închis.

Aceste sisteme, privind oprirea la cotă (poziționarea), au fost abordate în cap. 9.7.2.

Schemele din fig. 9.134 și 9.135, referitoare la comanda programată, sînt prezentate ceva mai dezvoltat, pentru cazul comenzii numerice în fig. 10.3 și 10.4, în scopul prezentării principiilor de bază a funcționării lor.

Sistemele de comandă numerică cu *circuit deschis* (fig. 10.3) constau în principiu, dintr-un portprogram pe care este programată cota, codificată numeric, în sistemul de numerație zecimal sau binar.

Programul este *citit* de un mecanism de citire adecvat și transmite informația privind mărimea cotei, sub formă numerică sau analogică. În genere această informație nu poate acționa motorul M al lanțului cinematic de avans pentru obținerea cotei (sau a lanțului cinematic auxiliar de poziționare), din care cauză sînt necesare aparataje intermediare, ca de exemplu pentru transformarea (convertirea) informației numerice în una analogică corespunzătoare posibilității de a fi utilizată de motorul M, motor care poate fi electric sau hidraulic.

În unele cazuri, energia care poate fi transmisă prin mecanismul de citire este foarte mică în raport cu cerințele motorului de antrenare, astfel apare necesitatea folosirii unui amplificator.

Energia vehiculată între mecanismul de citire și motor poate fi electrică, hidraulică sau pneumatică. Criteriile economice și de asigurare a unei precizii corespunzătoare duc la utilizarea combinată a sistemelor electrice cu cele hidraulice sau pneumatice, astfel încît lanțul cinematic de comandă numerică poate deveni foarte complex.

Precizia obținerii cotei, prin sistemele cu circuit deschis, adică mărimea erorii acesteia depinde de însumarea erorilor elementelor componente ale sistemului. Actualmente există o tendință de extindere a folosirii sistemelor deschise de oprire la cotă și de poziționare, în detrimentul sistemelor cu circuit închis, datorită apariției unor motoare electrice și hidraulice cu mișcare de rotație precisă și ușor controlabilă, și de puteri corespunzătoare, motoare care elimină cea mai mare parte din aparatajul intermediar, astfel încît întreg ansamblul corespunde cerințelor economice și de precizie.

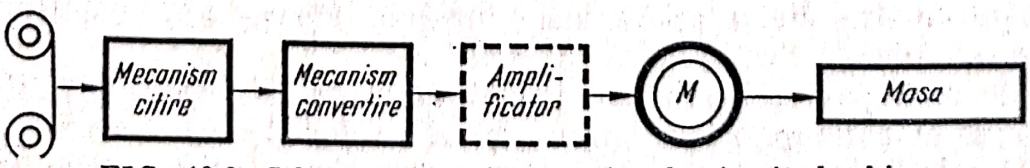


FIG. 10.3. Schema comenzii numerice de circuit deschis

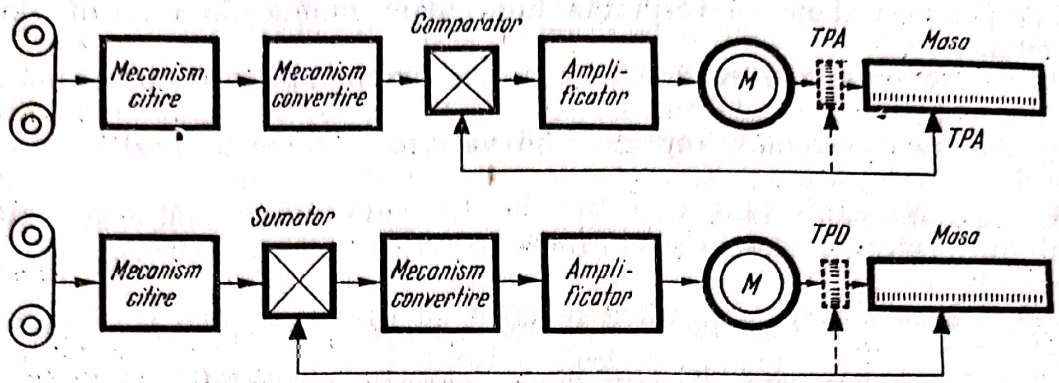


FIG. 10.4. Schema comenzii numerice cu circuit închis

Sistemele de comandă numerică cu *circuit închis* (fig. 10.4) conțin, pe lîngă aparatura necesară sistemelor cu circuit deschis, în primul rînd un traductor de poziție, pentru detectarea poziției organului care prin deplasarea sa asigură obținerea cotei. Traductorul de poziție poate fi analogic *TPA* sau digital *TPD*, pentru măsurarea deplasării saniei (măsurarea directă a deplasării organului în mișcare) sau pentru măsurarea unghiului de rotație a șurubului conducător (măsurare indirectă).

În cazul traductorilor analogici, informația pe care o transmite este dirijată la un comparator, care, prin comparare cu mărimea cotei programate, determină eroarea și acționează ca aceasta să fie eliminată.

Traductorii digitali au același scop, însă informația transmisă de aceștia este dirijată la un sumator, care se află înaintea convertorului.

Întrucît aparatura dintre mecanismul de citire și cel de măsurare a poziției mesei, în cazul sistemelor cu comandă numerică, este aceeași sau aproape aceeași și pentru realizarea altor comenzi ale lanțurilor cinematice auxiliare (pornire, oprire, schimbarea turațiilor etc.), aceasta va fi prezentată succint în continuare.

10.1.3. Obținerea cotelor în sistemele cu circuit închis

În sistemele de comandă numerică pentru poziționare sau oprire la cotă, de tipul cu *circuit închis* (cu buclă închisă sau cu reacție), schematizate în fig. 10.4, este necesară prezența unor *traductori de poziție* (denumiți și captori de deplasare, sesizori sau transduceri) care, funcție de deplasarea organului mobil, să transmită comanda de oprire a acestuia în momentul în care s-a realizat cota programată.

De aici rezultă importanța deosebită a modului de funcționare a acestora, mod care determină în mare măsură precizia de lucru a mașinii-unelte comandate numeric.

În fond, traductorul de poziția determină limita inferioară a erorii de care este însoțită poziționarea sau oprirea la cotă. Din această cauză traduc-

torul de poziție trebuie să răspundă unui mare număr de condiții dintre care citățm:

1 — *domeniul de măsură*, adică deplasarea maximă pe care o poate măsura un captor;

2 — *puterea de rezoluție*, reprezentînd variația minimă de poziție pe care captorul o poate sesiza;

3 — *precizia* captorului se referă la diferența dintre mărimea reală a semnalului furnizat de acesta și mărimea teoretică pe care ar trebui să o furnizeze;

4 — *precizia de repetiție*, adică precizia cu care o aceeași cotă este reprodusă;

5 — *sensibilitatea* este raportul dintre variația semnalului de ieșire din captor și variația corespunzătoare a mărimii măsurate;

6 — *zgomot* (termen preluat din electrotehnică) înseamnă creșterea sau micșorarea mărimii furnizate de captor datorită unor cauze exterioare (paraziți);

7 — *sensibilitate la sensul de deplasare*, ceea ce nici un captor nu posedă, dar se poate realiza prin diferite metode și

8 — *viteza maximă de detectare* a semnalului, caracteristică inversă puterii de rezoluție. La aceste condiții mai trebuie luate în considerare și cele determinate de factorii economici, de durabilitate, întreținere etc.

Referindu-se numai la precizia acestora, trebuie să avem în vedere că eroarea cotei nu depinde numai de traductorul de poziție ci de întreg ansamblu în care intră și sistemul de transmitere și prelucrare a semnalului, lanțul cinetic precum și ultimul mecanism care efectuează mișcarea, elemente intermediare care în genere contribuie la mărirea erorii, cu cît numărul acestora este mai mare.

În § 9.71 au fost prezentate, la punctele d, e, și f, modurile de măsurare: directă (asupra organului în mișcare) și indirectă, absolută și incrementală, numerică și analogică, moduri cărora trebuie să răspundă și traductorii de poziție (menționați și în tabelul 9.1).

În cele ce urmează, se vor prezenta metodele de măsurare și traductorii respectivi, insistînd mai mult asupra celor care actualmente au o mai largă utilizare în construcția de mașini-unelte. Principiile de măsurare și funcționare a unor traductori de poziție, pentru măsurarea directă și indirectă, fiind identice, deosebirea constînd în faptul că, în primul caz, măsurarea se face pe o traiectorie rectilinie, iar în al doilea caz pe una circulară, aceștia vor fi tratați împreună, astfel încît totalitatea traductorilor de poziție pentru mașinile-unelte poate fi împărțită în trei grupe: traductori analogici absoluți, digitali absoluți și digitali incrementali.

Traductorii absoluți (analogici sau digitali) prezintă unele calități în raport cu cei incrementali prin faptul că:

— întreruperea funcționării mașinii (pană de curent sau alte cauze) nu afectează operația de poziție efectuată;

— erorile datorite unor surse parazite sînt instantanee și dispar odată cu cauza care le-a produs.

Scanned with OKEN Scanner

Traductori analogici absoluţi. O clasificare îi poate împărţi în electrici şi optici, cei electrici la rîndul lor putînd fi rezistivi, inductivi sau capacitivi.

— Traductorii rezistivi sînt potenţiometre cu contact glisant care furnizează o tensiune proporţională cu poziţia liniară sau unghiulară a cursorului. În genere, nu sînt utilizaţi la maşinile-unelte ca traductori de poziţie, deoarece au o putere de rezoluţie mică.

— Traductorii inductivi pot fi rotativi sau liniari, au diferite denumiri determinate de criterii funcţionale şi comerciale, parte dintre aceştia avînd actualmente o largă utilizare în comanda numerică a maşinilor-unelte.

Selsinul, denumit şi Syncro-rezolver, este un traductor inductiv rotativ, funcţionînd pe principiul motorului electric asincron.

Principial, dacă *a* (fig. 10.5) reprezintă una din înfăşurările monofazate ale statorului, iar *b* a rotorului, şi dacă înfăşurarea *a* este străbătută de o tensiune alternativă e_S, în înfăşurarea rotorică se induce o tensiune $e_R = e_S \cos \varphi$, care, depinzînd de mărimea unghiului φ, poate fi utilizată pentru măsurarea acestui unghi, şi deci a unghiului de rotaţie a şurubului conductor al mesei unei maşini-unelte.

Întrucît viteza de rotaţie este foarte mică, pentru a se putea induce în rotor o tensiune acceptabilă pentru a putea fi prelucrată ca informaţie, tensiunea alternativă aplicată statorlui este de o frecvenţă ridicată (400 Hz).

Un selsin are deobicei o înfăşurare statornică trifazată, ceea ce prezintă avantaje suplimentare ca de exemplu zero comun şi fix pentru cele trei axe de coordonate X, Y şi Z ale maşinii-unelte, sau cu posibilitatea de realizare a unui zero flotant.

Selsinul nu funcţionează satisfăcător teoretic decît pentru un unghi $\varphi < 180°$, iar practic pînă la 150°, ceea ce limitează foarte mult posibilitatea de folosire a sa (pînă la maximum 10 mm, cu precizie de 0,01 mm). Remediul constă în utilizarea a trei selsinuri (fig. 10.6) cuplate prin angrenaje cu rapoarte

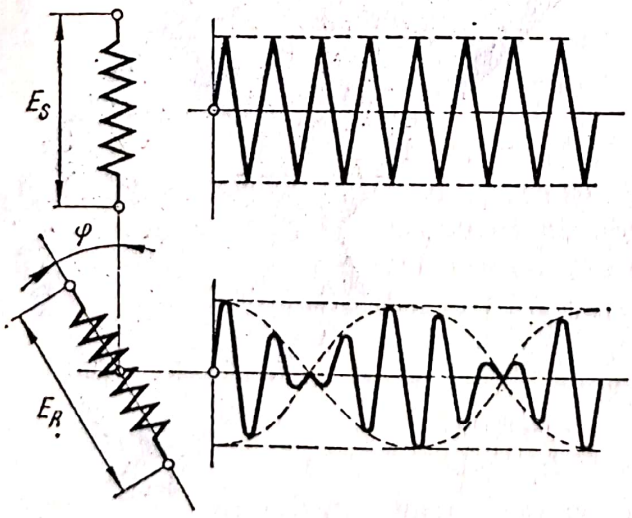


FIG. 10.5. Principiul de funcţionare al selsinului

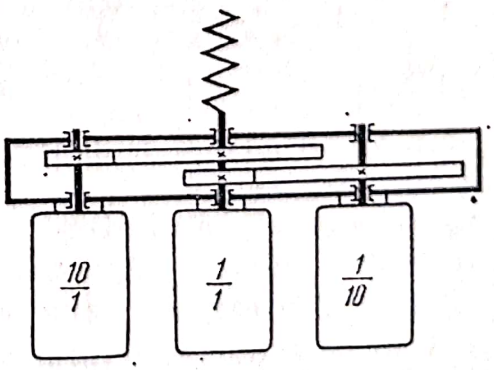


FIG. 10.6. Ansamblu de măsurare cu trei selsinuri

de transmitere 1/10 și 10/1, ceea ce asigură măsurarea unei deplasări de 1 000 mm cu puterea de rezoluție de 0,01 mm.

Inductosynul produs de firma Farrand Controls Inc — N.Y. poate fi liniar (fig. 10.7) sau circular (fig. 10.9) în principiu reprezentînd un triplu

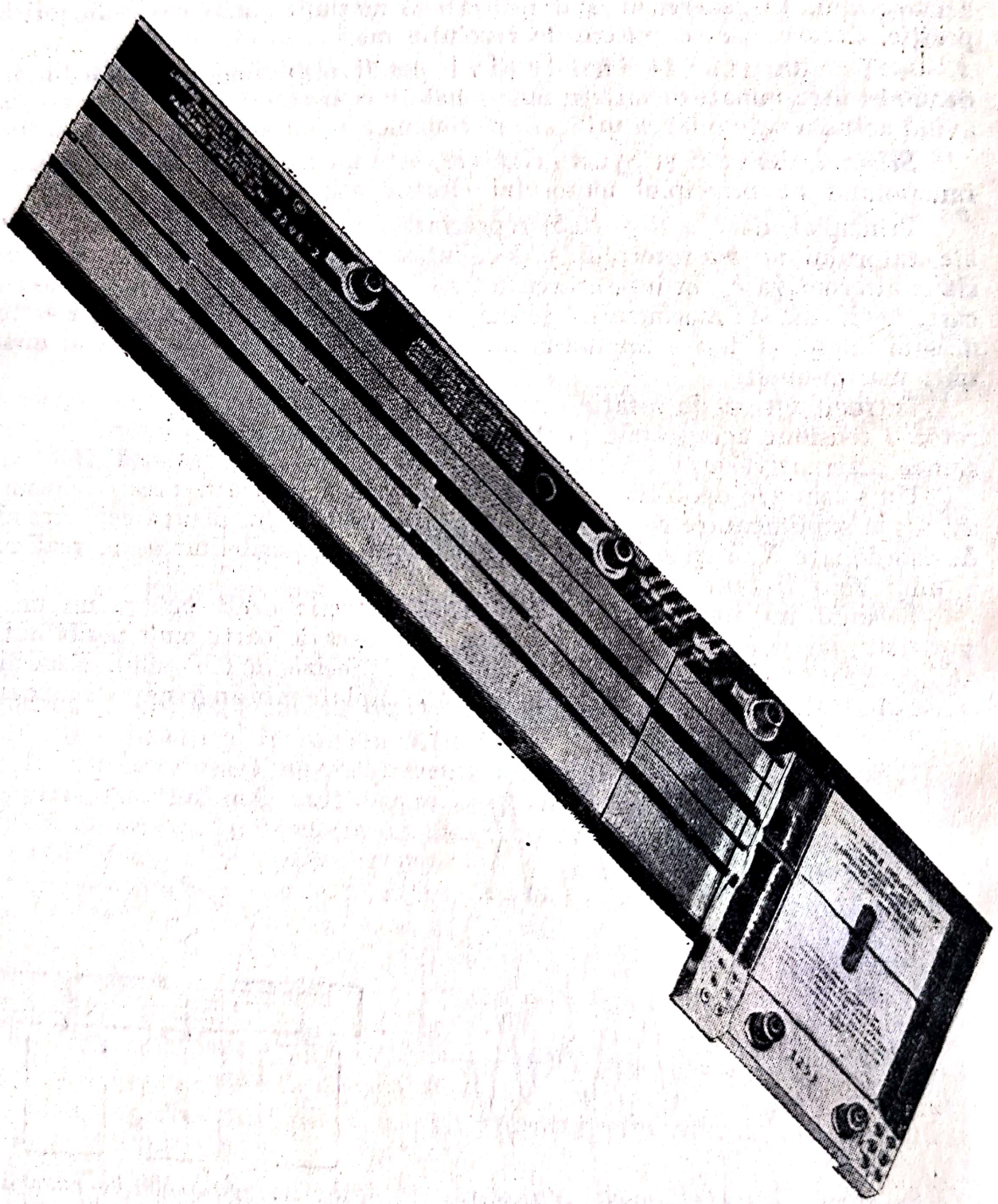


FIG. 10.7. Inductosyn liniar

Scanned with OKEN Scanner

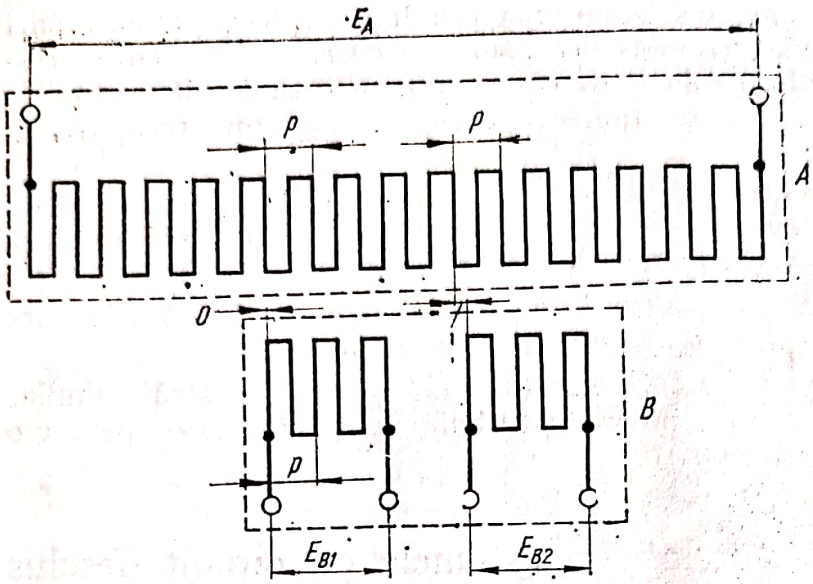


FIG. 10.8. Principiul de funcționare a Inductosynului liniar.

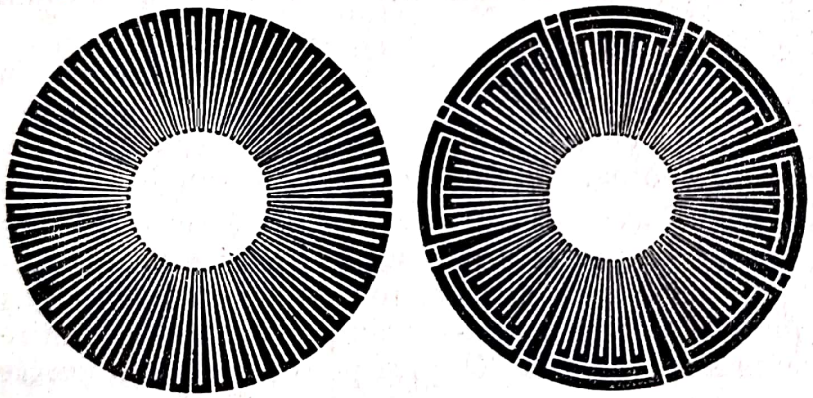


FIG. 10.9. Inductosyn rotativ

selsin desfășurat în plan, înfășurările fiind realizate pe principiul circuitelor imprimate, pe materiale nemagnetice, cu coeficient de dilatare termică cît mai apropiat de cel al saniei pe care se montează.

Principiul de funcționare rezultă din schema din fig. 10.8. Rigla lungă A, solidară cu sania, are înfășurările în unghi drept cu pasul p de 4 mm în sistemul metric și de 0,2 țoli în sistemul englezesc de măsură. Aplicînd o tensiune alternativă E_A de frecvență 10 ... 30 kH, se formează poli magnetici pentru fiecare pas, care echivalează cu o înfășurare a selsinului. Cîmpurile magnetice induc în înfășurările plăcii B (scurtă și fixă) tensiunile E_{B1} și respectiv, E_{B2} în cele două înfășurări de pe această placă.

Înfășurările din placa B au același pas ca și înfășurarea din A, dar dispoziția acestor înfășurări este făcută în așa fel încît cînd una din ele (în figură, din stînga) coincide cu începutul pasului înfășurării din A, cealaltă înfășurare (din dreapta) este decalată cu 1/4 din pas. Ca urmare, curenții induși în cele două înfășurări sînt defazați cu 90° astfel încît însumarea lor duce totdeauna la o valoare constantă, însă deplasarea relativă în lungul riglei A echivalează cu rotirea de unghiul φ din cazul selsinului (fig. 10.5), astfel că la parcurgerea unui pas se realizează o rotație completă a vectorului tensiune.

Datorită pasului polar mic ($p_r = p/2 = 2$ mm), inductosynul trebuie combinat cu un selsin pentru obținerea unei măsuri de precizie medie sau grosieră. Astfel de combinații sînt folosite (fig. 3.261) dar duc la complicații

ale instalației electrice, deoarece selsinul nu poate lucra la fecvențe mai mari de 7 kHz, din care cauză sînt necesare două surse de curent de frecvențe corespunzătoare, sau se folosește o soluție de compromis, utilizînd o frecvență de 1,5 ... 2 kHz (la care însă nu funcționează corespunzător nici selsinul nici inductosynul).

Actualmente, prin crearea inductosynului triplu (fig. 10.7) care posedă trei înfășurări (fină sus, medie jos și grosieră la mijloc), nu mai este necesară folosirea selsinului, iar frecvența folosită este de ordinul a 10 kHz.

Riglele *A* și *B* lucrează suprapuse, la o distanță de 0,05 ... 0,15 mm, care trebuie menținută constantă pe toată lungimea de deplsarea.

Inductosynul rotativ (fig. 3.262) funcționează și este construit similar celui liniar, numai că el se fixează pe axul șurubului conducător, deci pentru o măsurare indirectă.

10.1.4. Obținerea cotelor în sistemele cu circuit deschis

Complexitatea sistemelor de comandă numerică pentru obținerea cotelor este amplificată, după cum s-a văzut, de necesitatea controlării mărimii deplasării realizate.

Cauzele se datoresc în primul rînd faptului că energia vehiculată în sistemul de comandă numerică este foarte mică în raport cu energia necesară motoarelor de acționare a lanțurilor cinematice, iar în al doilea rînd, caracteristicilor funcționale ale acestor motoare obișnuite, electrice sau hidraulice.

Studiile și experiențele făcute avîrd în vedere cele două cauze au dus la rezultate promițătoare în ceea ce privește motoarele electrice și la rezultate excepționale în cazul motoarelor hidraulice, numite în ambele cazuri *motoare pas cu pas de mare putere*, caracterizîndu-se prin posibilitatea de rotire sacadată (pas cu pas) foarte precisă, pînă la 200 pași pe rotație sub o putere de 5 kW.

a. **Motoare electrice pas cu pas de mare putere.** Bazate pe principiul de funcționare a selsinului, motoarele electrice pas cu pas, de mare putere, constau dintr-o modificare constructivă a motoarelor de curent continuu prin specularea deficiențelor acestora în ceea ce privește momentul de inerție pentru obținerea unui timp de răspuns minim, a cuplului de pornire, a reducerii constantei de timp în scopul stabilirii rapide a curentului și a suportării unor accelerații foarte mari.

Aceste considerente au dus la construcții cu rotor de diametru foarte mic, dar lung (fig. 10.10), motoare denumite Minertia sau cu grosime foarte mică (fig. 10.11) denumite Axem.

La ambele tipuri, statorul conține un număr mare de magneți permanenți iar pe rotor, bobinajul nu este făcut în ancoșe ci fixat la exterior prin rășină Epoxi și benzi din fire de sticlă, la tipul Minertia sau un bobinaj imprimat, ca la tipul Axem.

Scanned with OKEN Scanner

În genere turația poate fi reglată între 1...3 000 rot/min în cca 30 ms, oprirea făcîndu-se în cca 2...5 ms; puterea, pînă la 5 kW.

Pentru funcționarea și comanda acestor motoare este necesară o sursă de curent continuu, care să poată fi ea însă și comandată de sistemul de comandă numerică, ceea ce impune utilizarea unor instalații de redresare și reglare cu thyristori.

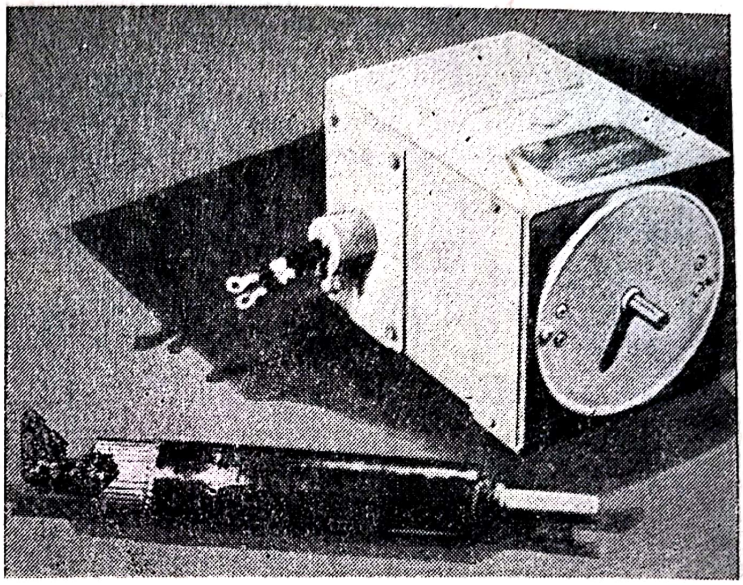


FIG. 10.10. Motorul Minertia și rotorul său

b. **Motoare electrohidraulice pas cu pas.** Schema unui astel de motor este redată în fig. 10.12 și constă din motorul hidraulic *1* (cu pistonașe sau palete), motorul electric pas cu pas *2* și sertărașul distribuitor *3*.

Uleiul de la pompa *P* poate fi dirijat de distribuitorul *3* spre motorul hidraulic, prin orificiile *A* sau *B* pentru rotirea într-un sens sau altul.

Sertărașul este legat de axul motorului hidraulic printr-un ansamblu șurub-piuliță *4*, iar de motorul electric prin angrenajul *5*.

Pentru un impuls primit de motorul electric el se va roti de un unghi α oarecare. Prin angrenajul *5* se va roti și sertărașul de un unghi $\beta = i\alpha$, în care i este raportul de transmitere al angrenajului.

Datorită pasului p al șurubului *4*, sertărașul se va deplasa, de exemplu spre dreapta cu mărimea

$$\Delta p = p \frac{\beta}{360},$$

deschizînd o fantă de aceeași lățime. Uleiul va trece spre motorul hidraulic, care se va roti, împreună cu piulița, în sens invers rotirii șurubului, astfel că acesta se va deplasa spre stînga cu aceeași mărime Δp, închizînd trecerea uleiului, ceea ce înseamnă oprirea motorului hidraulic.

După cum rezultă, întreg ansamblul, remarcabil prin com-

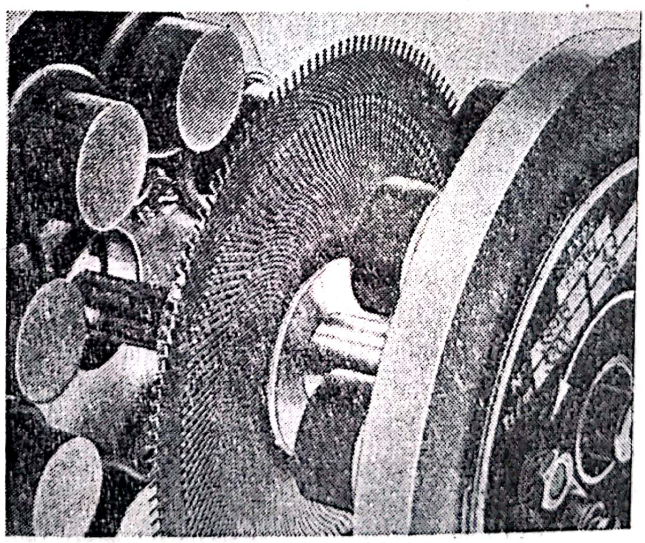


FIG. 10.11. Motorul Axem.

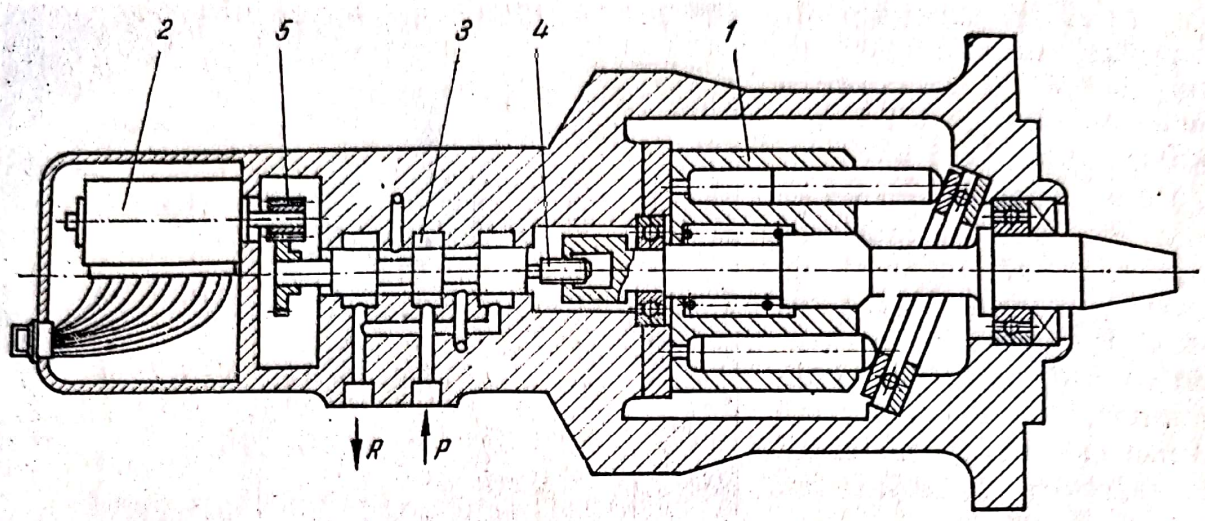


FIG. 10.12. Motor electrohidraulic

pactitatea sa, este un sistem de urmărire (cu reacție) similar celor descrise în cap. 2 referitor la lanțurile cinematice de copiere.

Motorul electric pas cu pas poate fi de tipul celor prezentate anterior, însă de putere foarte mică. Utilizat în acest ansamblu el se caracterizează prin:

— *unghiul de rotație*, care este proporțional cu numărul de impulsuri primite, și

— *turația*, sa, care este proporțională cu frecvența acestor impulsuri.

Unghiul de rotație minim, deci pentru un singur impuls, depinde de numărul de poli și este în genere de 1,8° (200 impulsuri pentru o rotație la motorul Slo-Syn-HS 50) cu o precizie de ± 3 minute de arc.

Turația maximă a motorului pas cu pas poate ajunge la 750 rot/min ceea ce corespunde unui număr de 2 500 imp/s.

O altă caracteristică importantă este *frecvența de demarare*, adică frecvența maximă la care motorul poate trece din starea de repaos la aceea de urmărire, adică timpul admisibil dintre primul și al doilea impuls, determinată de posibilitatea de accelerare. Astfel, în cazul citat, frecvența de demarare este de 400 imp/s.

Motoarele electrohidraulice pas cu pas prezintă unele avantaje în raport cu motoarele electrice pas cu pas citate în paragraful precedent, prin suplețea motorului hidraulic (accelerare și frînare mai lentă), cît și prin memorarea numărului de impulsuri, ceea ce elimină erorile de poziționare.

Această calitate se datorește faptului că motorul electric pas cu pas de mare putere se poate afla în situația de a primi un nou impuls înainte de a efectua precedentul (de exemplu în cazul creșterii întîmplătoare a momentului rezistent), ceea ce se traduce cu „pierderea" acestui impuls și deci cu eroare în poziționare.

În cazul motorului hidraulic, această situație nu poate avea loc, deoarece numărul de impulsuri primite sînt memorate prin poziția sertărașului.

10.1.5. Obținerea cotelor prin sisteme analogice

Sistemele de comandă după program cu modelarea mărimii de intrare primită de la sistemul de citire, sau de la sistemul de introducere manuală a datelor, folosesc convertirea mărimii în valoarea unei tensiuni, a unei rezistențe ohmice sau inductive.

Fig. 10.13 schematizează o instalație care permite explicarea funcționării unui astfel de sistem.

Elementul de programare E_P poate fi de exemplu un potențiometru, cu ajutorul căruia din tensiunea totală T se poate programa o tensiune oarecare T_p. Astfel, de exemplu, prin 32,45 volți se poate programa o cotă de 32,45 mm. Elementul de măsurare E_M poate fi de asemenea un potențiometru acționat de șurubul conducător al mașinii-unelte. În poziția din schemă, el furnizează o tensiune T_M mai mică decît T_P, corespunzînd poziției mesei unei cote de exemplu de 18,37 mm în raport de o origine de referință. Legătura dintre cursoarele celor două potențiometre, făcută printr-un aparat de comparare, Ec, de exemplu un voltmetru, va indica o tensiune

$$\Delta T = T_P - T_M,$$

adică

$$T = 32{,}45 - 18{,}37 = 14{,}08 \text{ V},$$

tensiune care poate fi folosită pentru acționarea unui motor de antrenare a șurubului conducător al mașinii-unelte. Prin rotirea acestuia masa se deplasează, iar cursorul potențiometrului E_M se rotește pînă tensiunea măsurată T_M devine egală cu tensiunea programată T_p și deci ΔT devine nulă. Ca urmare, motorul se oprește, masa fiind poziționată la cota programată.

Sistemul reprezintă o punte pentru măsurare prin metoda de zero. De la această schemă principală și pînă la realizarea practică există mari diferențe. În primul rînd în ceea ce privește cele două potențiometre și în al doilea rînd modul de obținere a diferenței de tensiune ΔT și a utilizării sale în acționarea motorului.

În privința potențiometrului care măsoară deplasarea mesei, el poate fi un traductor de poziție (selsyn, inductosyn etc.).

Potențiometrul de programare poate fi foarte diferit, comun fiind acestor elemente posibilitatea de programare foarte precisă a unei tensiuni corespunzătoare unui număr cu 4 ... 5 cifre.

Ca exemplificare ne vom referi numai la schema unui autotransformator

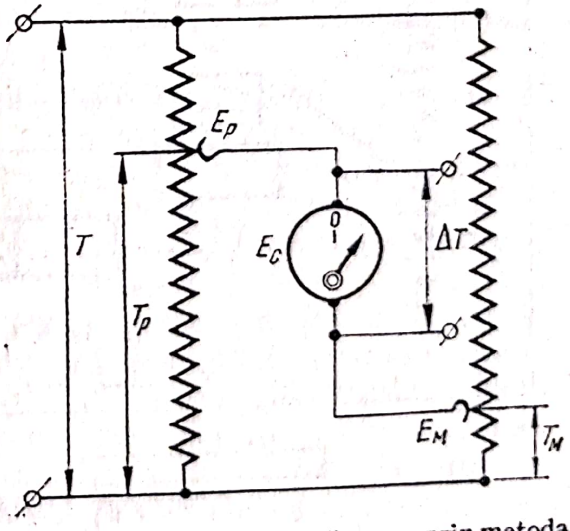


FIG. 10.13. Sistem de măsurare prin metoda de zero

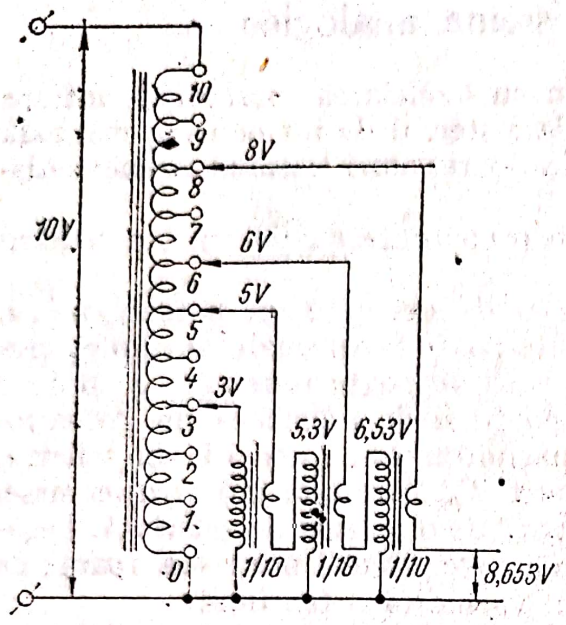


FIG. 10.14. Schema unui autotransformator special

toroidal, folosit în aparatura de comandă numerică Acramatic a firmei Cincinnati Ohio. Schema electrică a acestuia, redată în fig. 10.14, indică modalitatea de obținere a unei tensiuni de 8,653 volți corespunzătoare unei cote de aceeași mărime în țoli sau mm. Din schemă, rezultă că în realitate tensiunea finală se obține prin însumarea a patru tensiuni, dintre care cea mai mare se ia direct de pe autotransformator, în timp ce celelalte se obțin de pe același autotransformator prin intermediul a trei transformatoare cu raportul de transformare 1/10, legate în serie. Astfel tensiunea de 3 volți este transformată în 0,003 V, 5 V în 0,05 V și așa mai departe.

Există numeroși producători de aparatură pentru prelucrarea internă a datelor pe bază analogică absolută. Schema din fig. 10.15 exemplifică sub forma cea mai elementară un astfel de sistem care comandă motorul hidraulic M_H pentru deplasarea saniei pe una din coordonate.

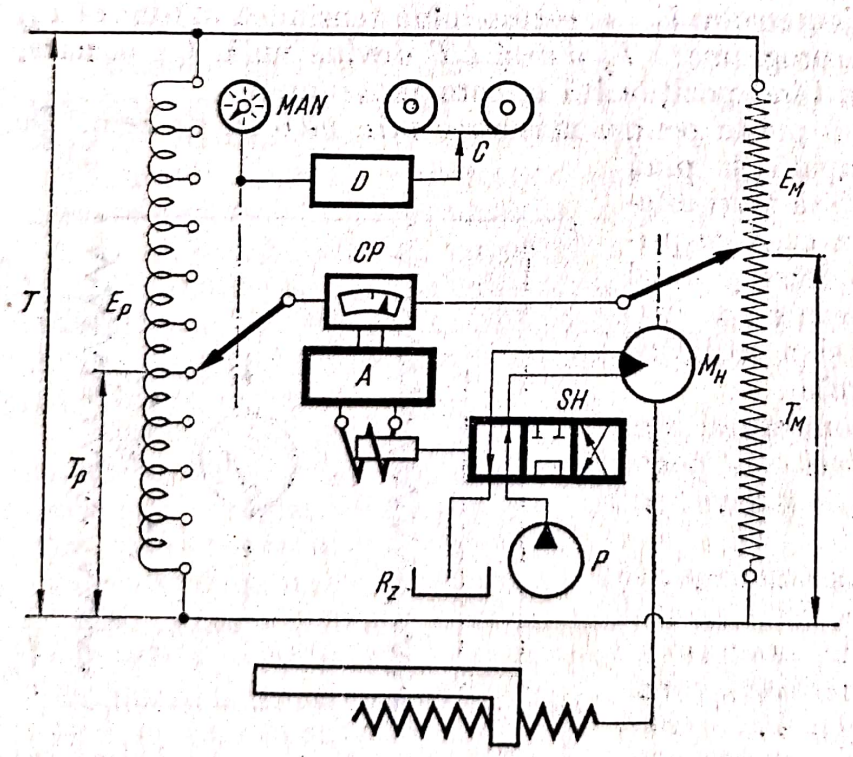


FIG. 10.15. Schema unui sistem analogic absolut de comandă numerică pe o coordonată

Autotransformatorul din fig. 10.14 este reprezentat aici, simplificat și notat prin E_p. Tensiunea furnizată de acesta poate fi programată manual sau codificată pe bandă. În ultimul caz este necesar un sistem de citire C a benzii perforate și un sistem de decodificare D.

Tensiunea programată este comparată cu tensiunea furnizată de elementul de măsurare E_M într-un comparator CP. Diferența de tensiune amplificată de amplificatorul A este aplicată

pentru comanda unui sertăraș hidraulic *SH* cu trei poziții. Pentru tensiuni pozitive sau negative, sertărașul este deplasat în una din cele două extremități, asigurînd astfel rotirea motorului hidraulic într-un sens sau altul și, ca urmare, rotirea cursorului elementului de măsurare E_M și a șurubului conducător al saniei într-un sens sau altul.

În momentul egalizării tensiunii furnizate de elementul de măsurare cu aceea programată, sertărașul ocupă poziția mijlocie și deci motorul hidraulic se oprește, sania fiind poziționată la cota prgoramată pe una din axele de coordonate. Pentru mașinile unelte cu 3 sau 5 axe, sînt necesare un număr corespunzător de circuite.

Un astfel de sistem este utilizabil numai pentru poziționarea propriu-zisă, adică pentru sistemul de comandă punct-cu-punct, aplicabil lanțurilor cinematice auxiliare, ca de exemplu pentru mașinile de găurit în coordonate.

Pentru alte mașini-unelte, ca de exemplu pentru cele de frezat, deplasarea dintr-o poziție în alta se face în timpul prelucrării deci cu o viteză impusă, viteza de avans, ceea ce impune o anumită turație motorului hidraulic. Din această cauză, este necesar ca în schema precedentă, înaintea comparatorului *CP*, să se introducă un element de memorizare.

10.2. PROGRAMAREA NUMERICĂ

10.2.1. Modalități de propagare numerică

Programarea numerică a mașinilor-unelte se efectuiază în porțiunea de *prelucrarea externă a datelor*, și are ca scop elaborarea benzii perforate sau magnetice, denumite *Program-Mașină*, care, introdus în aparatura de comandă numerică, asigură funcționarea acesteia în concordanță cu cerințele prelucrării unei anumite piese.

Elaborarea programului-mașină (benzii perforate) implică transpunerea conținutului planului de operații: forma traiectoriilor, dimensiunile, adică partea de geometrie a piesei, partea de tehnologie: viteze de așchiere, viteze de avans ca și unele operații auxiliare: pornirea-oprirea, schimbarea sensului mișcării, schimbarea sculelor etc., folosind o anumită codificare specifică aparaturii electronice de comandă numerică a mașinilor-unelte.

Manopera de elaborare a programului-mașină este cu atît mai laborioasă cu cît piesa este mai complicată ca formă, deci cu cît geometria acesteia este mai complicată. Transpunerea geometriei peisei, implică utilizarea unui sistem de coordonate în care forma piesei, compusă din linii și cercuri (mai rar alte curbe) trebuie precizate în mod analitic, operație care necesită cunoștințe de matematici superioare, pe lîngă un consum mare de timp.

Din aceste cauze, pentru piese complicate s-a apelat la calculul electronic în scopul efectuării acestor operații de calcul specific geometirei analitice.

Scanned with OKEN Scanner

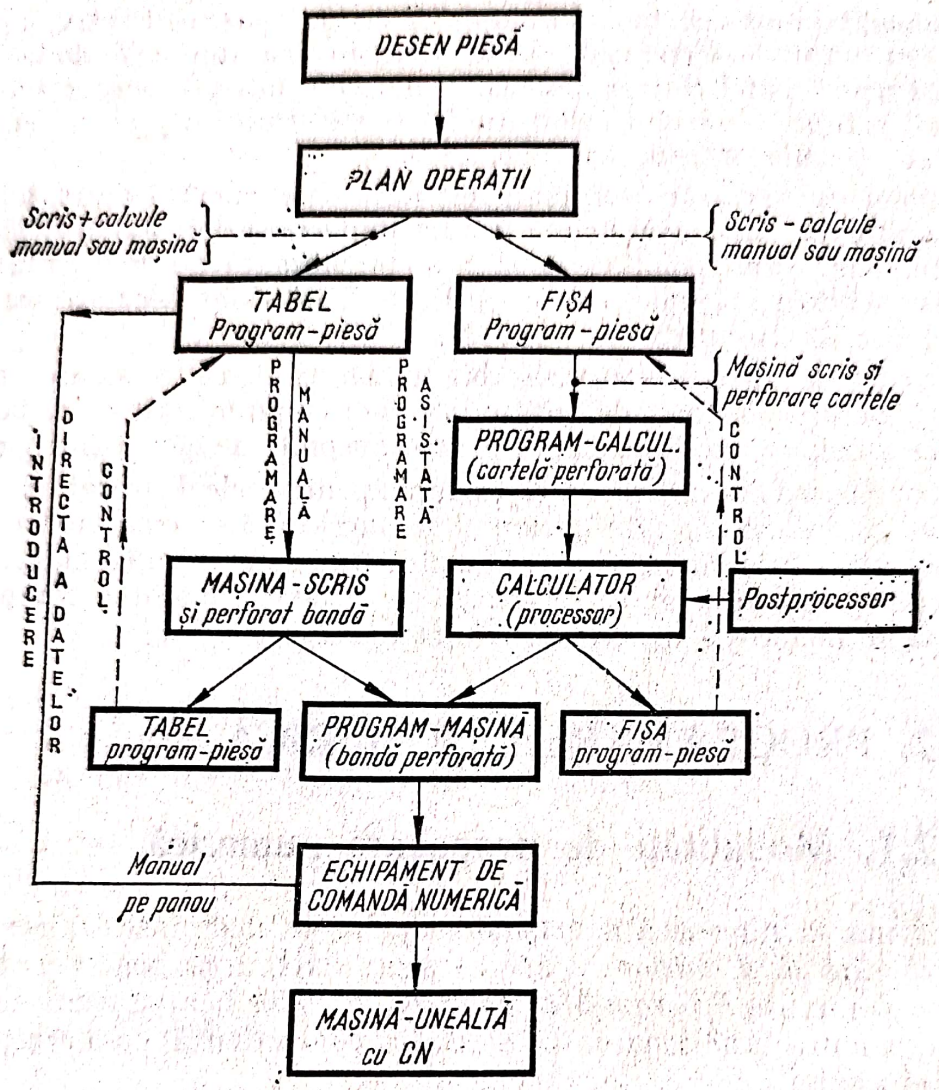


FIG. 10.16. Schema elaborării programului pentru comanda numerică a unei mașini-unelte

Datorită acestor cauze, programarea numerică a mașinilor-unelte, adică Prelucrarea exterioară a datelor, poate fi făcută în două moduri distincte denumite:

— *Programarea manuală a datelor*, caz în care nu se apelează la calculatorul electronic propriu-zis, dar se poate folosi orice mașină de calcul, chiar electronică însă cu introducerea manuală a datelor, și

— *Programarea asistată (sau automată) a datelor*, caz în care calculatorul electronic face parte din linia de Prelucrare exterioară a datelor lucrînd pe baza unui Program-Calculator, elaborat în scopul obținerii Programului-Mașină.

Schema din fig. 10.17 reprezintă cele două trasee distincte. Se poate remarca existența și a unui al treilea traseu denumit *Introducerea directă*

a datelor, operație efectuată manual de operatorul-om, pe panoul aparaturii de comandă, folosind butoane, clape, etc. Introducerea directă a datelor este necesară în ambele cazuri de programare, fie pentru a corecta unele date programate pe banda perforată, corectare a cărei necesitate poate fi de naturi diferite, ce vor fi citate ulterior, fie pentru a programa direct mașina-unealtă, în cazurile în care prelucrarea piesei nu este de o complexitate care să justifice manopera confecționării unei benzi program, sau piesa, fiind unicat, nu justifică un program care ulterior nu va mai fi utilizat.

10.2.2. Codul Programului-Masină

Pentru elaborarea programului-mașină au existat numeroase coduri, dintre care actualmente se folosesc pe plan internațional, codul denumit PC-8 elaborat de Electronic Industries Association (SUA) sub indicativul EIA-RS 244 și codul ISO cu indicativul ISO R-840, redat în fig. 10.17.

Codul ISO, elaborat ca standard internațional are ca bază codul PC-8B. Deosebirea esențială între cele două coduri rezidă în faptul că în codul PC-8B pe fiecare rînd, corespunzînd unei cifre, litere sau semn, numărul de perforații este *impar*, în timp ce în codul ISO, numărul de perforații este *par*.

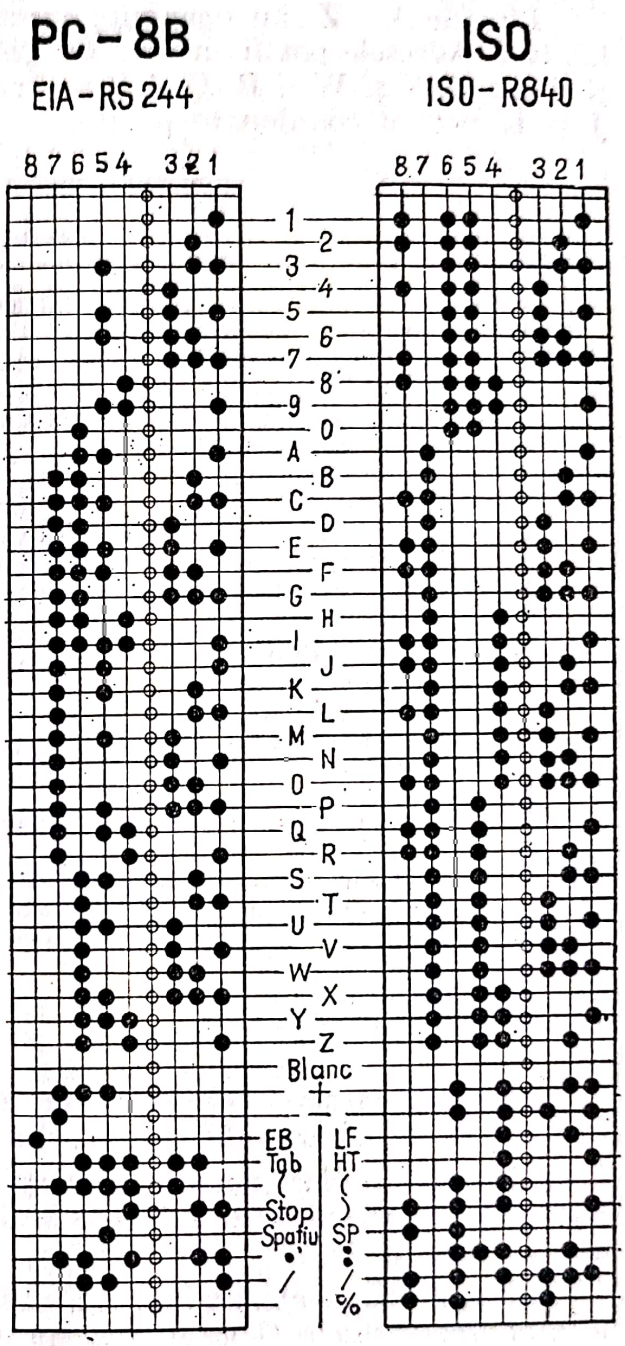


FIG. 10.17. Codurile ISO și PC-8B pentru programarea numerică a mașinilor-unelte

Aparatura electronică de comandă numerică a mașinilor-unelte este concepută pentru a putea funcționa cu programe codificate în unul sau celălalt mod, trecerea de la funcționarea pe cod ISO la codul PC-8B, și invers, efectuîndu-se prin simpla rotire a unui comutator.

Scanned with OKEN Scanner

Literele A ... Z sînt denumite *adrese*, semnificația lor fiind dată în tabelul 10.1. Adresele pot fi cu caracter *geometric*, ca de exemplu adresele X, Y și Z sau U, V și W și P, Q și R pentru coordonate carteziene, și adresele I, J și K pentru coordonate polare.

Tabelul 10.1

ADRESE

A — Poziționare unghiulară în jurul axei *X*
B — Poziționare unghiulară în jurul axei *Y*
C — Poziționare unghiulară în jurul axei *Z*
D — Poziționare unghiulară în jurul unei alte axe
E — Poziționare unghiulară în jurul unei alte axe
F — Viteză de avans (Feed)
G — Funcție preparatorie
H — Rezervă
I — Coordonata *X* a centrului unui cerc
J — Coordonata *Y* a centrului unui cerc
K — Coordonata *Z* a centrului unui cerc
L — Rezervă
M — Funcție auxiliară
N — Numărul blocului
O — A nu se folosi
P — Deplasare rapidă pe axa *X*
Q — Deplasare rapidă pe axa *Y*
R — Deplasare rapidă pe axa *Z*
S — Turația arborelui principal (Speed)
T — Sculă (Tool)
U — Deplasare secundară paralelă axei *X*
V — Deplasare secundară paralelă axei *Y*
W — Deplasare secundară paralelă axei *Z*
X — Coordonata *X*
Y — Coordonata *Y*
Z — Coordonata *Z*

Adrese cu caracter *tehnologic* sînt adresele F (Feed = viteză de avans), *S* (Speed = viteză de rotație, turație) și T (Tool = sculă).

Adresele G sînt denumite *funcții preparatorii*, semnificația acestora fiind dată în tabelul 10.2. Adresele M denumite *funcții auxiliare* sînt prezentate în tabelul 10.3.

Adresele (literele) sînt însoțite totdeauna de un număr avînd două cifre, de exemplu adresele G și M, sau de mai multe cifre, de exemplu adresele X, Y și Z. Astfel adresa *X* — 27 435 reprezintă cota $x = -274{,}35$ mm. Virgula nu se marchează, dar convențional trebuie să se știe cîte din ultimele cifre reprezintă zecimale. În mod curent se lucrează cu două zecimale (cote cu sutimi de mm).

Adresele F și S sînt urmate de două cifre, conform tabelului 10.4 în care mărimea codificată reprezintă un șir de numere în serie geometrică, numere care corespund turațiilor în serie geometrică ca și vitezele de avans, exceptînd primul număr de cod 00 care înseamnă oprire (stop) turație sau

ADRESE G *Tabelul 10.2*
Funcții preparatorii ISO R. 1056

G 00	Poziționare punct cu punct
G 01	Interpolare liniară (N)
G 02	Interpolare circ CLW (N)
G 03	Interpolare circ CCLW (N)
G 04	Oprire
G 05	Prindere
G 06	Interpolare parabolică
G 07	Rezervă
G 08	Accelarare
G 09	Decelerare
G 10	Interpolare liniară (G)
G 11	Interpolare liniară (F)
G 12	Interpolare în 3 dimensiuni
G 13—G 16	Selectarea axelor
G 17	Selectare în planul *XY*
G 18	Selectare în planul *ZX*
G 19	Selectare în planul *YZ*
G 20	= G 02 (G)
G 21	= G 02 (F)
G 22—G 29	Rezerve
G 30	= G 03 (G)
G 31	= G 03 (F)
G 32	Rezervă
G 33	Filetare pas constant
G 34	Filetare pas crescător
G 35	Filetare pas descrescător
G 36—G 39	Rezerve operații control
G 40	Anulare compensare sculă
G 41	Compensare sculă pe stînga
G 42	Compensare sculă pe dreapta
G 43—G 49	Rezerve compensare sculă
G 50—G 59	Rezerve
G 60—G 79	Rezerve poziționare
G 80	Anulare fixare ciclu
G 81	Fixare ciclul Nr. 1
G 82	Fixare ciclul Nr. 2
G 83	Fixare ciclul Nr. 3
G 84	Fixare ciclul Nr. 4
G 85	Fixare ciclul Nr. 5
G 86	Fixare ciclul Nr. 6
G 87	Fixare ciclul Nr. 7
G 88	Fixare ciclul Nr. 8
G 89	Fixare ciclul Nr. 9
G 90	Programare coordonate absolute
G 91	Programare coordonnate relative
G 92—G 99	Rezerve

Observații: (N) — normală; (G) — grosieră; (F) — fină

ADRESE M *Tabelul 10.3*
Funcții auxiliare ISO R—éo56

M 00	Stop program
M 01	Stop la alegere
M 02	Sfîrșitul programului
M 03	Ax principal rotație CW
M 04	Ax principal rotație CCW
M 05	Stop ax principal
M 06	Schimbare sculă
M 07	Lichid răcire Nr. 2
M 08	Lichid răcire Nr. 1
M 09	Stop lichid răcire
M 10	Strîngere
M 11	Desfacere
M 12	Rezervă
M 13	= M 03 + M 08
M 14	= M 04 + M 08
M 15	Mișcare pozitivă
M 16	Mișcare negativă
M 17—M 18	Rezerve
M 19	Oprire orientată ax principal
M 20—M 29	Rezerve
M 30	Sfîrșitul benzii
M 31	Interblocare
M 32—M 35	Rezerve
M 36	Avansuri, gama 1
M 37	Avansuri, gama 2
M 38	Turații ax principal, gama 1
M 39	Turații ax principal, gama 2
M 40—M 45	Schimbarea roților
M 46—M 49	Rezerve
M 50	Lichid răcire Nr. 3
M 51	Lichid răcire Nr. 4
M 52—M 54	Rezerve
M 55	Deplasare liniară sculă. Poz. 1
M 56	Deplasare liniară sculă. Poz. 2
M 57—M 59	Rezerve
M 60	Schimbarea piesei
M 61	Deplasare liniară piesă. Poz. 1
M 62	Deplasare liniară piesă. Poz. 2
M 63—M 67	Rezerve
M 68	Strîngere piesă
M 69	Desfacere piesă
M 70	Rezervă
M 71	Rotație piesă. Poz. 1
M 72	Rotație piesă. Poz. 2
M 73—M 77	Rezerve
M 78	Fixare masă
M 79	Eliberare masă
M 80—M 99	Rezerve

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.4

ADRESE F și S
Funcții viteză de avans și turație ISO

Cod	Mărime codificată	Cod	Mărime codificată	Cod	Mărime codifictă	Cod	Mărime codificată	Cod	Mărime codificată
00	Stop	20	10,0	40	100	60	1000	80	10000
01	1,12	21	11,2	41	112	61	1120	81	11200
02	1,25	22	12,5	42	125	62	1250	82	12500
03	1,40	23	14,0	43	140	63	1400	83	14000
04	1,60	24	16,0	44	160	64	1600	84	16000
05	1,80	25	18,0	45	180	65	1800	85	18000
06	2,00	26	20,0	46	200	66	2000	86	20000
07	2,24	27	22,4	47	224	67	2240	87	22400
08	2,50	28	25,0	48	250	68	2500	88	25000
09	2,80	29	28,0	49	280	69	2800	89	28000
10	3,15	30	31,5	50	315	70	3150	90	31500
11	3,55	31	35,5	51	355	71	3550	91	35500
12	4,00	32	40,0	52	400	72	4000	92	40000
13	4,50	33	45,0	53	450	73	4500	93	45000
14	5,00	34	50,0	54	500	74	5000	94	50000
15	5,60	35	56,0	55	560	75	5600	95	56000
16	6,30	36	63,0	56	630	76	6300	96	63000
17	7,10	37	71,0	57	710	77	7100	97	71000
18	8,00	38	80,0	58	800	78	8000	98	80000
19	9,00	39	90,0	59	900	79	9000	99	Rapid

mișcare de avans, precum și ultimul număr de cod care se folosește numai sub forma F 99, reprezentînd comanda de deplasare rapidă, a cărei viteză depinde de caracteristicile constructive ale mașinii.

Adresele T sînt urmate de 4 sau 6 cifre din care, ultimele două sînt rezervate programării numărului de ordine al comutatorului pentru compensarea razei sau lungimii sculei, operații necesare în cazul reascuțirii, operație care modifică poziția axei sculei în raport cu coordonatele codificate pe banda program. Lipsa acestor comutatori implică refacerea benzii program după fiecarea reascuțire sau înlocuire de sculă.

Adresa N este urmată de un număr de 3 cifre, reprezentînd numărul de ordine al *blocului* (rîndului) programat (fig. 10.19).

Detalierea adreselor și tehnologia de folosire a acestora este redată în lucrarea 29 sau în cărțile mașinilor-unelte cu comandă numerică. În general, nici o aparatură electronică pentru comanda numerică a mașinilor-unelte nu este dotată cu posibilitatea de programare a tuturor adreselor prezentate mai înainte. Astfel pentru mașinile de găurit monoaxe sînt necesare adresele X și Y, cotele pe axa Z fiind realizate pe opritori. Mașinile fiind monoaxe, schimbarea sculei se face manual, astfel încît adresa T nu poate fi utilizată ș.a.m.d.

Scanned with OKEN Scanner

10.2.3. Programarea manuală

Ca tehnologie, programarea manuală începe cu elaborarea unui *Tabel Program-Piesă* (fig. 10.19) corespunzător desenului piesei (fig. 10.18) și planului de operații. Tabelul program-piesă se transmite spre dactilografiere pe o mașină de scris specială, avînda ceeași claviatură ca și mașina de scris obișnuită, dar care este dotată cu aparatură, ce permite perforarea benzii program-mașină, în cod ISO sau PC-8B, a literelor (latine) și cifrelor (arabe) din tabelul program-piesă.

Ca exemplificare de programare numerică manuală să considerăm piesa din fig. 10.18, care are 18 găuri ⌀ 10 cu adîncire ⌀ 14/8, șase găuri filetate M 10 pe un cerc ⌀ 120 și o gaură centrală de ⌀ 35.

Tabelul Program-Piesă este redat în fig. 10.19. În afara indicațiilor privind piesa, mașina și programatorul, acesta conține în genere un număr de coloane privind secvența (blocul), coordonatele, funcțiile G și M, viteza de avans, turția și numărul sculei precum și o coloană de observații.

Folosind funcția preparatorie G 81 prin care se fixează un ciclu de lucru, adică se efectuează mai multe operații identice, de exemplu găurirea cu aceeași sculă, turație, avans, răcire, variind numai coordonatele, nu mai este necesară

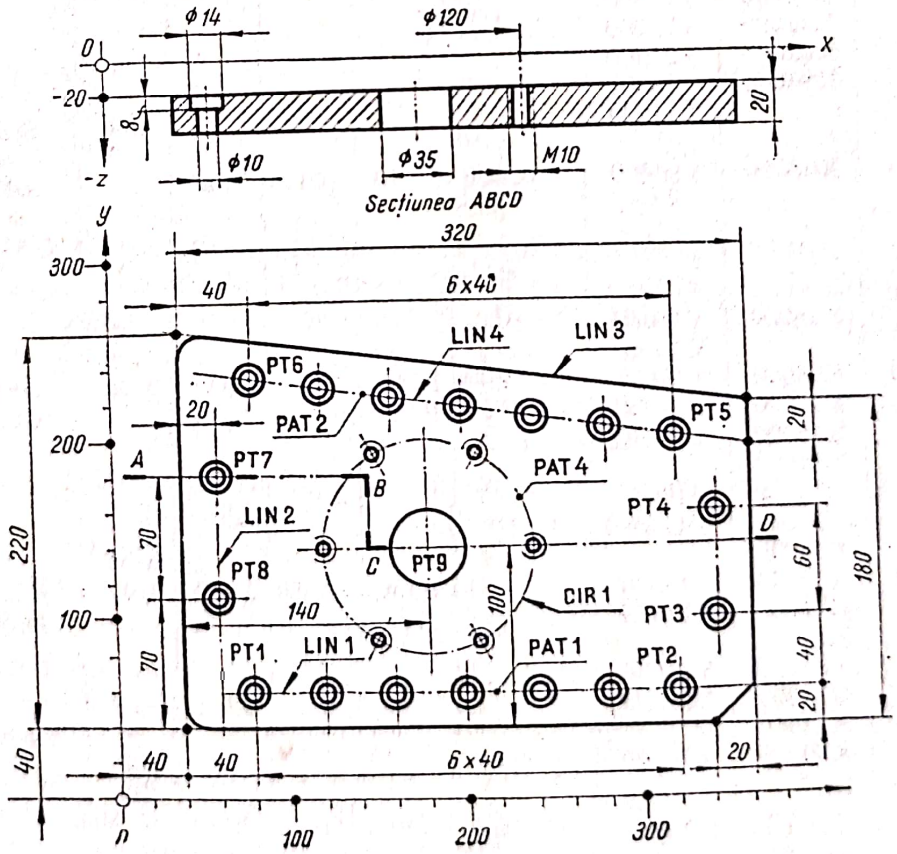


FIG. 10.18. Exemplu de piesă pentru codificarea comenzii numerice

UZINA.....

TABZL PROGRAM-PIESĂ

DESEN NR. 32.007.142 — B	Banda Nr. 742	Data: 02.09.70
Denumire PLACĂ	Maș: FB-203 CN-G.S.P	Programator

Bloc. Nr.	G	X	Y	Z	F	S	T	M	OBSERVAȚII
H001	G81	X08000	Y06000	—Z04500	F120	S0320	T 155	M08	Găurire ø 10
N002		X12000							
N003		X16000							
N004		X20000							
N005		X24000							
N006		X28000							
N007		X32000							
N008		X34000	Y10000						
N009			Y16000						
N010		X32000	Y20500						
N011		X28000	Y21000						
N012		X24000	Y21500						
N013		X20000	Y22000						
N014		X16000	Y22500						
N015		X12000	Y23000						
N016		X08000	Y23500						
N017		X06000	Y18000						
N018			Y11000					M06	Schimbare sculă
H019	G82	X08000	Y06000	—Z02800	F110	S0180	T205		Adîncire ø 14/10
.		.							
.		.							
.		.							
N036		X06000	Y18000						
N037			Y11000					M06	
H038	G00	X18000	Y14000	—Z04500	F040	S0080	T311	M06	Găurire ø 35
H039	G83	X12000	Y14000	—Z04500	F120	S0320	T220		Găurire ø 8,5
N040		X15000	Y08000						
N041		X21000							
N042		X24000	Y1460						
N043		X21000	Y191090						
N044		X15000						M06	
H045	G84	X12000	Y14000		F030	S0020	T037	M09	Filetare M 10 × 1,5
N046		X15000	Y08804						
N047		X21000							
N048		X24000	Y14000						
N049		X21000	Y19196						
N050		X15000							
N051		X00000	Y00000	Z00000				M05	
N052								M00	

FIG. 10.19. Tabelul program al piesei din fig. 4.34

Scanned with OKEN Scanner

indicarea coloanelor respective (F, S, T, M) și, ca urmare, banda perforată devine mai scurtă. De asemenea, nu se indică X, Y și Z, cît timp acestea rămîn constante.

Caracteristicile sculei T 155 se iau din Fișa sculei M 08 este funcția auxiliară pentru comanda pornirii lichidului de răcire.

Blocul N 018 conține indicația M 06 — schimbare de sculă, necesară fazei următoare H 019 care reîncepe ciclul 2 prin comanda G 82. În continuare, coordonatele se repetă pînă la H 038 cînd se comandă găurirea cu ⌀35 și așa mai departe. Prin comanda N 051 se aduce masa în poziția de coordonate zero, și se oprește mișcarea axului principal (M 05). În fine, prin M 00 se oprește programul.

Numărul de coloane și lățimea acestora, într-un tabel Program-Piesă, depinde de genul mașinii-unelte, astfel că pentru o mașină-unealtă dată, este totdeauna identic, dar poate fi diferit pentru o mașină similară.

Astfel:

Coloana 1 conține 3 sau 4 semne, fiind rezervată indicării secvenței (numărului blocului) de exemplu N 017;

Coloana 2 are totdeauna 3 semne pentru funcția G, de exemplu G 03;

Coloana 4 conține coordonata X și are în genere loc pentru 7 semne. De exemplu:

$$-X\ 17542;$$

virgula (care de fapt este punct) nu se marchează.
Conform recomandărilor ISO semnul + sau — se scrie între denumirea axei de coordonate și valoarea ei, de exemplu

$$X - 17542;\ Y + 00318;$$

Coloanele 5 și 6 conțin coordonatele Y și Z în aceleași condiții ca și pentru X. La unele mașini-unelte, Z nu este necesar, la altele (strunguri) nu este necesar Y, deci Tabelele Program-Piesă respective vor fi lipsite de aceste coloane;

Coloana 7 referitoare la viteza de avans conține în genere 2 ... 4 semne (v. codificarea vitezelor și turațiilor);

Coloana 8 referitoare la turație conține 2 ... 5 semne pentru turații pînă la 9 999 rot/min, plus litera S (aceeași observație ca și la avansuri).

Ultima coloană se referă la funcția M și deci conține 3 semne.

De remarcat că pe banda perforată (fig. 10.20) apar și adresele TAB și EOB din cele două coduri (fig. 10.17) fără ca acestea să fie indicate în tabelul program-piesă. Adresele TAB (tabelare) corespund liniilor verticale care separă coloanele adreselor N, G, X, Y etc. iar adresa EOB (sau EB = End of Block) indică terminarea unui bloc, a conținutului unei linii orizontale.

În genere, acesta este conținutul Tabelului Program-Piesă dar el nu are caracter obligatoriu ca formă și nici cu privire la respectarea ordinei în care s-a prezentat conținutul său.

Scanned with OKEN Scanner

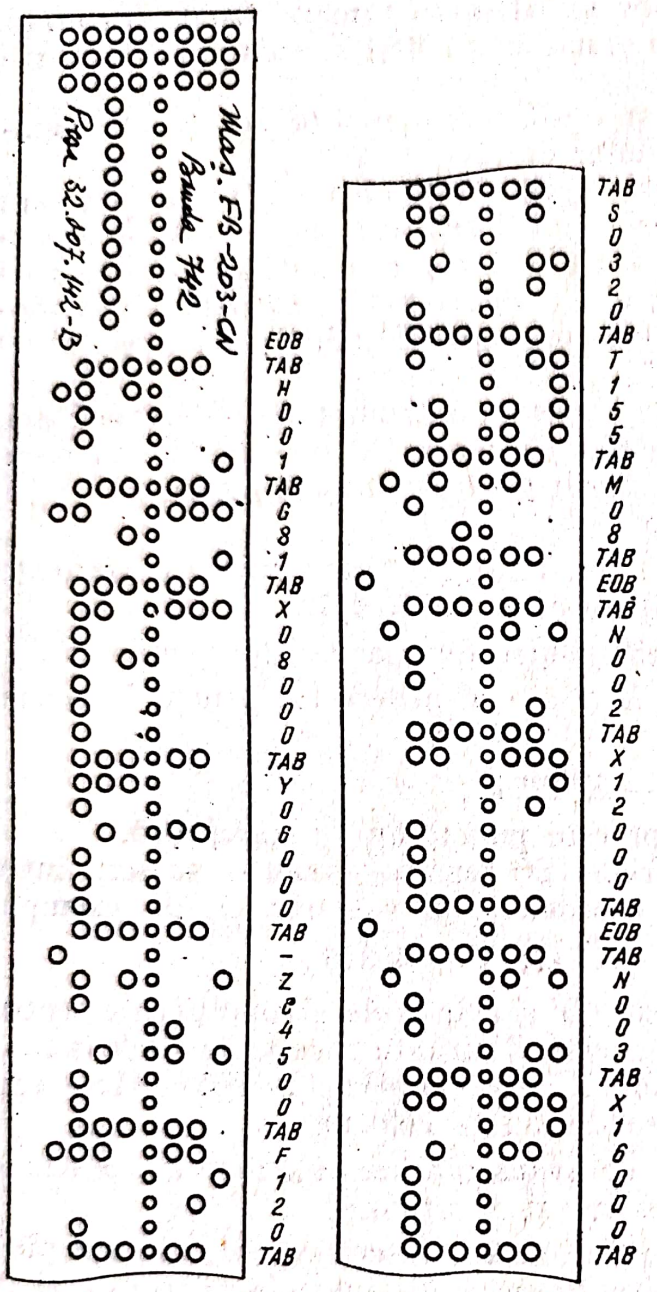


FIG. 10.20. Banda perforată pentru piese din fig. 10.18

Important este ca conținutul unui rînd să aibă cît mai puține semne, deoarece pe banda perforată, numai acestea sînt trecute, în timp ce spațiile goale, nu. Scopul: o bandă perforată cît mai scurtă.

În fig. 10.20 este redată banda perforată adică Programul Mașină conținînd primele blocuri din Tabelul Program-Piesă.

Programarea prelucrării găurilor este o programare pentru o Comandă de poziționare sau punct cu punct, deoarece deplasările de la o gaură la alta se fac în afara procesului de așchiere, deci prin mișcări de poziționare efectuate cu *viteză rapidă*.

10.2.4. Programarea asistată

Programarea numerică, asistată de calculator, implică transpunerea datelor din planul de operații al piesei într-un limbaj care poate fi înțeles de calculatorul electronic.

În mod normal pentru calculatoarele electronice se folosește limbajul FORTRAN care se referă la formulele matematice de la cele mai simple la cele mai complexe, astfel încît programarea geometriei unei piese nu poate fi făcută decît de un matematician.

Pe de altă parte, calculatorul electronic nu are posibilitatea de a programa tehnologia specifică mașinilor-unelte.

Pentru ca să poată beneficia de avantajele calculatorului și tehnicienii care nu au o cultură matematică de nivel superior, dar care cunosc tehnologia, calculatorul electronic pentru elaborarea programului-mașină cu comandă numerică a fost dotat cu aparatură suplimentară, denumită Procesor și Post-procesor.

Scanned with OKEN Scanner

Procesorul are scopul de a transforma o geometrie elementară, exprimată printr-un limbaj convențional, în geometria analitică conform limbajului FORTRAN.

Acest limbaj denumit APT (Automaticaly Programmed Tools) permite transpunerea caracteristicilor unei figuri geometrice în cuvinte convenționale pe Fișa Program-Piesă (fig. 10.23), fișă după care se confecționează *cartelele perforate* pentru calculator (cîte o cartelă pentru fiecare rînd al fișei). Cartelele sînt citite de aparatura calculatorului care cu ajutorul Procesorului transformă prima parte a fișei (Definiții geometrice) în limbaj FORTRAN, astfel încît calculatorul să poată face operațiile matematice corespunzătoare.

Postprocesorul completează datele geometrice cu cele tehnologice din partea a doua a Fișei program-piesă (Definiții de prelucrare), în final elaborînd banda Program-Mașină.

Fișa Program-Piesă, scrisă manual sau bătută la mașină, trebuie să conțină trei părți distincte:

Prima parte: Date generale privind indicativul întreprinderii, piesei, materialului, mașinii-unelte, sculelor etc.;

Partea a doua: Date geometrice privind traiectoriile care trebuie realizate de mașina-unealtă, și

Partea a treia: Date tehnologice: turații, viteze de avans, numerele cod al sculei, lichidul de răcire etc.

Un rînd din Fișa Program-Piesă denumit *instrucțiune* se compune din două părți despărțite de o linie oblică, cuvîntul din stînga fiind denumit Major, iar cel din dreapta Modificator (sau imnor). În alte limbaje, există și Auxiliary Section între cele două.

Ca exemplu

GØTØ/PT1

este o instrucțiune, cuvîntul major fiind GØTØ (mergi spre), cel minor sau modificator PT1 (punctul 1).

În Anexa I se dau o parte din cuvintele vocabularului APT, mai frecvent utilizate, iar în Anexa II, semnele folosite.

În partea a doua a Fișei Program-Piesă, se dau definițiile geometrice în concordanță cu modul de a defini punctul, dreapta și cercul.

Astfel punctul *1* (PT 1) din fig. 10.21, de coordonate $X = 5{,}5$; $Y = 8$, se scrie

PT 1 = PØINT/5.5, 8

sau, dacă rezultă ca intersecție a liniilor L 1 și L 2,

PT 1 = PØINT / INTØF, LIN 1, LIN 2

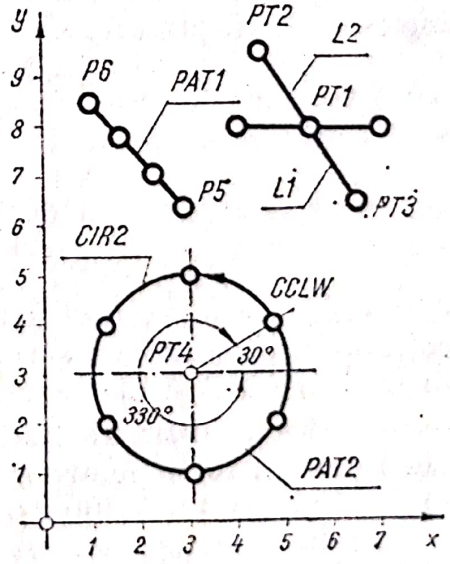


FIG. 10.21. Exemple pentru elaborarea Fișei Program-Piesă.

Scanned with OKEN Scanner

în care, de exemplu, una din linii L 2 este definită prin două puncte PT 2 și PT 3.

LIN 2 = LINE / PT 2, PT 3

a căror coordonate pot fi precizate astfel:
LIN 2 = LINE / (PØINT / 4.5, 9.5)(PØNT / $ 6.5, 6.5)

Cercul se definește prin mai multe moduri de exemplu prin coordonatele centrului și mărimea razei (în general),

CIR A = CIRCLE / PT 4, RADIUS, r

iar în cazul fig. 10.21,

CIR 2 = CIRCLE /3, 3, 4

În multe cazuri, se întîlnesc grupe de puncte dispuse liniar, în paralelogram sau circular. Scrierea lor se poate face mai simplificat, folosind instrucțiunea PATERN (pattern = model). Astfel cele 4 puncte de pe dreapta determinată de PT 5 și PT 6 se pot scrie

PAT 1 = PATERN / LINEAR, PT 5, PT 6, 4

în care ultimul cuvînt 4 indică numărul de puncte (eventual găuri).

Punctele dispuse pe un cerc (cercul CIR 2) se pot indica, spre exemplu, prin instrucțiunea

PAT 2 = PATERN / ARC, CIR 2, 30, 330, CCLW, 6

Se indică PAT 2, pentru că PAT 1 a fost deja transcris. Se precizează în continuare că punctele sînt dispuse pe un arc al cercului CIR 2, începînd sub unghiul de 30° în raport cu axa X, arcul avînd mărimea de 330°, și că parcurgîndu-l în sens invers mișcării acelor de ceasornic (CCLW), pe el se află 6 puncte echidistante.

În partea a treia a Fișei-Program Calculator se trec indicațiile tehnologice și de deplasare, de exemplu:

FRØM / PT 1
GØTØ / PAT 1
CYCLE / DRILL, 32
GØTØ / PAT 2
CYCLE / TAP 12

care conțin ordinele (sau instrucțiunile): „de la PT 1 mergi la PAT 1 și găurește în ciclu (adică cu aceeași turație, avans etc.) cu burghiul NR. 32, apoi mergi la PAT 2 și filetează în ciclu cu tarodul NR. 12".

Pentru a ilustra modalitatea de aplicare a vocabularului APT, vom relua piesa din fig. 10.18 pentru a programa pentru calculator, în care scop o redăm în fig. 10.22 cu unele indicații suplimentare.

Prelucrarea se face pe aceeași mașină, astfel încît calculatorul trebuie să furnizeze o bandă perforată (fig. 10.20), avînd un conținut identic cu Programul Mașină (fig. 10.19)

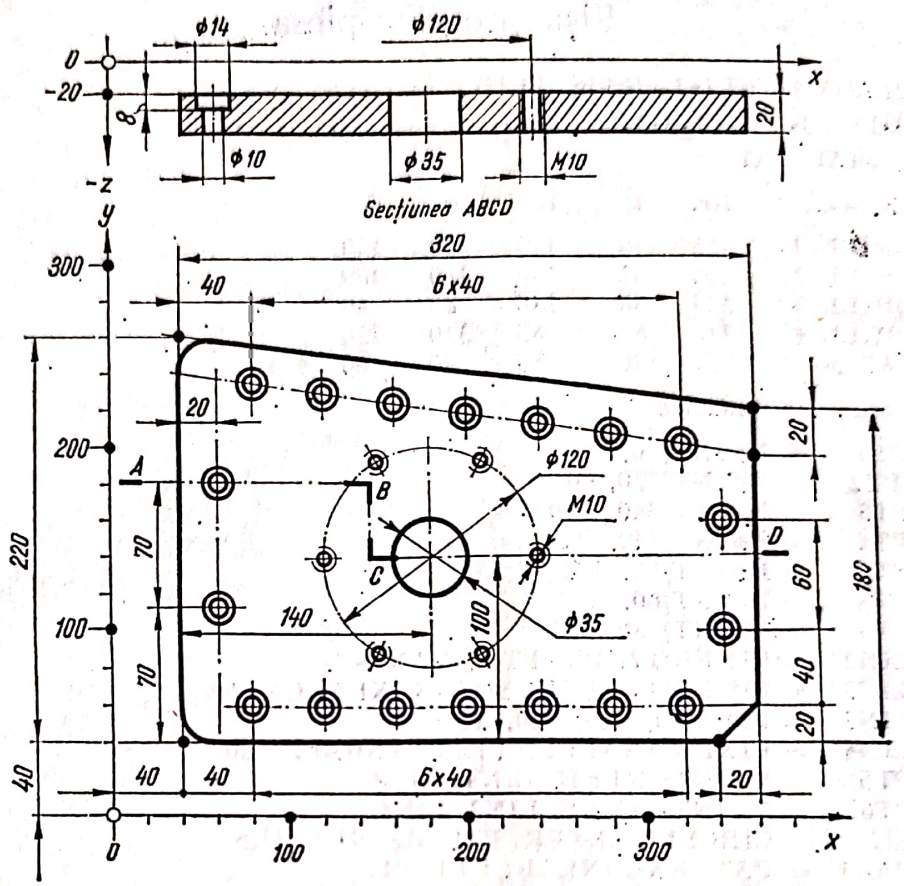


FIG. 10.22. Programarea numerică a unei piese pe calculator

Fișa Program Piesă va avea aspectul din fig. 10.23.

În prima parte a Fișei Program Piesă, sînt indicate sculele cu numărul de ordine (DRILL 1), numărul fișei de scule (155), diametrul (8), lungimea 110, turația (320) și viteza de avans (120). Aceste date nu sînt necesare calculatorului electronic, ele fiind trecute pentru ușurarea controlului pe care îl face programatorul (om).

Definițiile geometrice vin în partea a doua a Fișei-Program-Piesă. Cuvîntul REMARK indică o remarcă pentru programator și, în același timp, o indicație pentru calculator că ceea ce urmează după REMARK nu-l interesează pe acesta. Ca urmare, după REMARK se poate scrie ori ce observație, în ori care limbă. Totuși pe Fișa Program-Piesă pe care o furnizează calculatorul, apar scrise clar aceste observații.

După indicarea punctelor PT 1 ... PT 4, se indică punctele PT 7, PT 8 și PT 9. Punctele PT 5 și PT 6 se vor indica ulterior, din cauze care vor rezulta imediat.

Urmează indicarea liniilor LIN 1 ... LIN 4, pentru care se folosesc mai multe metode. Astfel (ca exemplificare) LIN 1 este definită ca perpendiculară pe axa Y, trecînd prin PT 2, linia LIN 2 ca paralelă la axa Y la distanța $X =$

Fișa program-piesă

```
PARTNø/PLACA 32.007.142–B(Fig. 10.22)
     MACHIN FB 203 CN-GSP
     MATERIAL: FO
  REMARK/Scule      Nr.   ø     L     S     F
  TøøL/DRILL 1      155    8    110   320   120
  TøøL/DRILL 2      205   12    150   180   100
  TøøL/DRILL 3      311   38    240    80    40
  TøøL/DRILL 4      220   85     85   320   120
  TøøL/TAP 5         37   10     80    40    60
REMARK/Definiții geometrice
  001    PT1   = PøINT/80, 60
  002    PT2   = PøINT/320, 60
  003    PT3   = PøINT/340, 100
  004    PT4   = PøINT/340, 160
  005    PT7   = PøINT/60, 180
  006    PT8   = PøINT/60, 110
  007    PT9   = PøINT/180, 120
  008    LIN1  = LINE/PT2, PERPTø, YAXIS
  009    LIN2  = LINE/PARALEL, YAXIS, XLARGE, 60
  010    LIN3  = LINE/40, 260, 360, 220
  011    LIN4  = LINE/PARALEL, LIN3, YSMALL, 20
  012    PT5   = PøINT/INTøF, LIN1, LIN4
  013    PT6   = PøINT/INTøF, LIN2, LIN4
  014    CIR1  = CIRCLE/CENTER, PT9, RADIUS, 17.5
  015    PAT1  = PATERN/LINEAR, PT1, PT2, 7
  016    PAT2  = PATERN/LINEAR, PT5, PT6, 7
  017    PAT3  = PATERN/RANDøM, PAT1, PT3, PT4,
                          PAT2, PT7, PT8
  018    PAT4  = PATERN/ARC, CIR1, 0, 300, CCLW, 6
REMARK/Definițiide prelucrare
  019  LøAD    /TøøL 155
  020  CYCLE   /DRILL 1 $$ Găurire ø8
  021  GøTø    /PAT3
  022  LøAD    /TøøL 205
  023  CYCLE   /DRILL 2 $$ Adîncire ø 12
  024  GøTø    /PAT3, INVERS
  025  LøAD    /TøøL 311
  026  CYCLE   /DRILL 3 $$ Găurire ø35
  027  GøTø    /PT9
  028  LøAD    /TøøL 220
  029  CYCLE   /DRILL 4 $$  Găurire ø8, 5
  030  GøTø    /PAT4
  031  LøAD    /TøøL 37
  032  CYCLE   /TAP $$ Filetare M10
  033  GøTø    /PAT4, INVERS
  034  CYCLE   /øFF
  035 GøDLTA/–240, –140 $$ Înapoiere origine
  036 STøP
  037 FINI
```

FIG. 10.23. Fișă Program-Piesă pentru calculator

= 60, linia LIN 3 ca trecînd prin punctele de coordonate $X = 40$, $Y = 260$ și $X = 360$, $Y = 220$ și linia LIN 4 ca paralelă la linia LIN 3, la o distanță de 20 mm în sensul descrescător a lui Y.

Cercul pe care sînt cele 6 găuri filetate are centrul în PT 9 = PØNT 180, 120 dat în coordonate, raza cercului fiind de 17,5 mm.

Cuvîntul PATERN indică „model". Ca urmare PAT 1 este un model liniar care trece prin PT 1 și PT 2 avînd 7 puncte echidistante.

PAT 2 este similar precedentului, dar trece prin PT 5 și PT 6.

PAT 3 este mai complicat deoarece prin cuvîntul RANDØM se înglobează mai multe modele de puncte. Deci PAT 3 este un RANDØM format din PAT 1, PT 3, PT 4, PAT 2, PT 7 și PT 8 (semnul $ este echivalent liniuței de despărțire, cratimă, cînd cuvîntul se continuă pe al doilea rînd).

PAT este un model de puncte circular, după cum s-a arătat în fig. 10,21.

În partea a treia a Fișei Program-Piesă, se dau definiții tehnologice de prelucrare. Mașina fiind un Centru de prelucrare, i se dă ordinul „încarcă (LØAD) scula Nr. 155, după care urmează indicația: ciclul de găurire 1, cu trimitere (GØTØ) la complexul de modele de puncte PAT 3 = RANDØM ...

După efectuarea tuturor găurilor cu Ø8, piesa rămînînd în poziția PT 8, care a fost ultima gaură, mașina primește ordinul să încarce scula NR. 205 (adîncitor) și să efectueze ciclul de adîncire în sens invers lui PAT 3 (GØTØ/ PAT 3, INVERS).

Mai departe este suficient de ușor de dedus comenzile care se dau în acest exemplu mașinii-unelte.

În final, după prelucrarea integrală, se comandă CYCLE/OFF, oprirea ei, și comanda ca să se reîntoarcă la originea ordonatelor:

STØP mașină și FINI program.

Dacă se compară Tabelul Program-Piesă cu Fișa Program-Piesă, apare evident că mai puțină manoperă în pregătire se cere în cel de al doilea caz. Dar cum folosirea unui calculator electronic costă foarte mult (cel puțin actualmente), rezultă că, din punct de vedere economic, tot manual pare a fi mai corespunzătoare în final elaborarea Programului-Mașină. Concluzia este valabilă însă numai pentru cazuri simple, ca cel prezentat ca exemplu, în special pentru Comanda de poziționare.

La prelucrarea de conturare, adică în două dimensiuni, sau la prelucrarea suprafețelor spațiale, în 2 1/2 sau 3 dimensiuni, avantajele folosirii calculatorului electronic sînt de necontestat.

În cazul prelucrării după contur, se știe că acesta se obține din segmente rezultate prin interpolarea conturului. În raport cu curba, segmentele (de dreaptă, cerc, parabolă etc.) pot fi corzi (sus fig. 10.24), tangente (mijloc) sau secante (jos), determinînd o anumită eroare, denumită *toleranță matematică*.

Toleranța matematică depinde de posibilitățile de interpolare ale calculatorului și este în genere mai mică decît toleranța tehnică impusă execuției unei piese.

Precizarea fiecărui caz de interpolare se face folosind cuvintele INTØL, ØUTTØL sau ambele, urmate de mărimea toleranței.

Scanned with OKEN Scanner

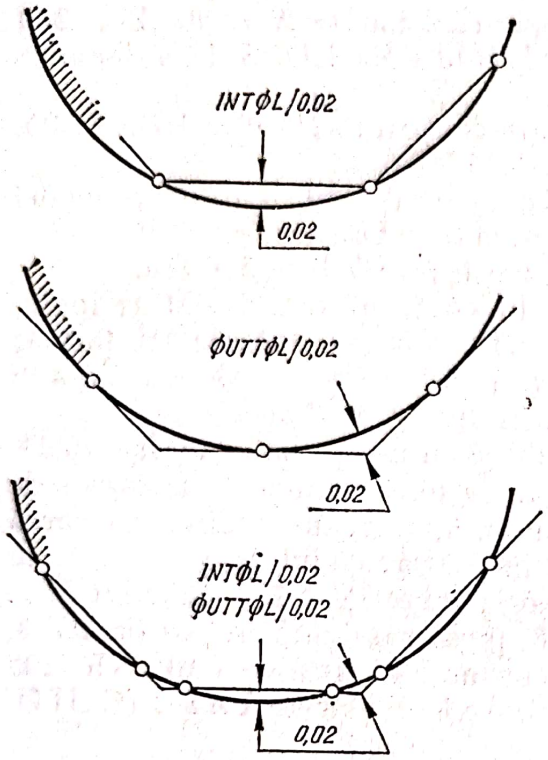


FIG. 10.24. Utilizarea cuvintelor INTOL și OUTTOL

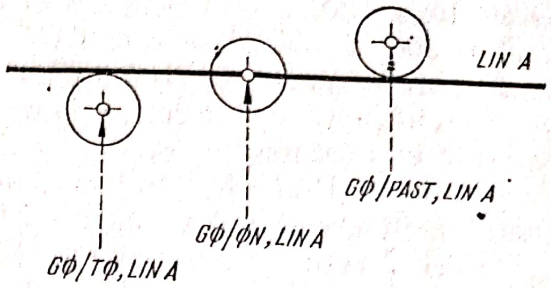


FIG. 10.25. Comenzi pentru poziționarea axei sculei în raport cu o dreaptă

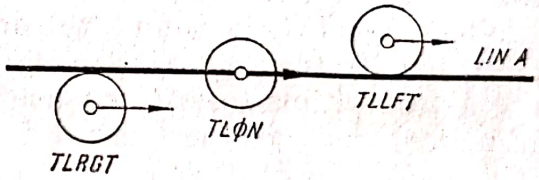


FIG. 10.26. Comenzi pentru deplasarea sculei pe un contur

Pe de altă parte, în cazul apropierii sculei de contur, oprirea ei se poate face (fig. 10.25) la atingerea acestuia, ceea ce se obține prin ordinul

GØ/TØ, LINA

la suprapunerea centrului sculei pe linia *A*

GØ/ØN, LIN A

sau la depășirea liniei, rămînînd tangentă la ea

GØ/PAST, LIN A

O dată poziționată în raport cu linia de contur, este necesar a se preciza sensul de deplasare al sculei pe acesta. Fig. 10.26 exemplifică cele trei cazuri posibile:

— deplasarea sculei pe partea dreaptă a conturului

TLRGT/LIN A

— pe contur

TLØN/LIN A

— și pe stînga acestuia

TLLFT/LIN A

Cu aceste noțiuni, programarea calculatorului pentru a urmări colțul A, teșit la 45°, se va face (fig. 10.27) cu următoarele fraze

GØ/TØ LIN A
TLRGT/LIN A, PAST, LIN B

ceea ce în text clar înseamnă „mergi spre linia A, tangent exterior acesteia, deplasează scula spre dreapta pe linia A, depășește linia B la care rămîi tangent". Programarea în acest caz este mult mai simplă decît în cazul programării directe Om-Mașină.

Pentru a termina operațiile de programare a calculatorului electronic, este necesar ca conținutul Fișei Program-Piesă să fie transpus pe un suport (Port-program) de pe care să poată fi citit de calculator adică pe un Program-Calculator. În viitor, probabil, calculatorul va citi direct Fișa Program-Piesă, pe cale fotoelectrică. Actualmente, conținutul ei se transcrie în genere pe cartele (fig. 10.20) sau pe benzi perforate, într-un cod cunoscut de calculator și posibil de realizat cu o mașină de scris corespunzător.

Fiecare cartelă corespunde unei fraze (rînd) din Fișa Program-Piesă, Cartela din fig. 10.28 conține 10 rînduri numerotate 0 ... 9 și 80 de coloane, numerotate între rîndurile 0 și 1, 8 și 9. Perforarea se face cu găuri dreptunghiulare.

Codul folosit în limbajul Fortran constă pentru literele A ... I în cîte o gaură pe rîndul superior exterior și o gaură pe rîndurile 1 ... 9, pentru literele I ... R, cîte o gaură pe rîndul inferior exterior și o gaură pe rîndurile 1 ... 9 și pentru restul literelor S ... Z, cîte o gaură pe rîndul 0 (zero) și o gaură pe rîndurile 2 ... 9. Cifrele 0 ... 9 se codifică prin cîte o gaură pe rîndurile respective 0 ... 9, iar diferite semne prin combinațiile de găuri.

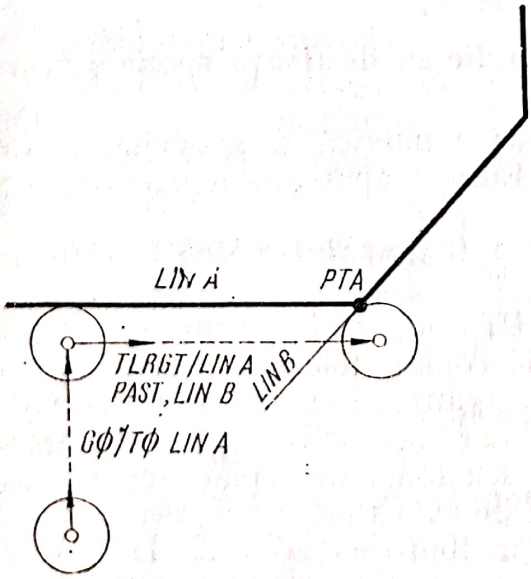


FIG. 10.27. Comenzi pentru deplasarea sculei spre o dreaptă

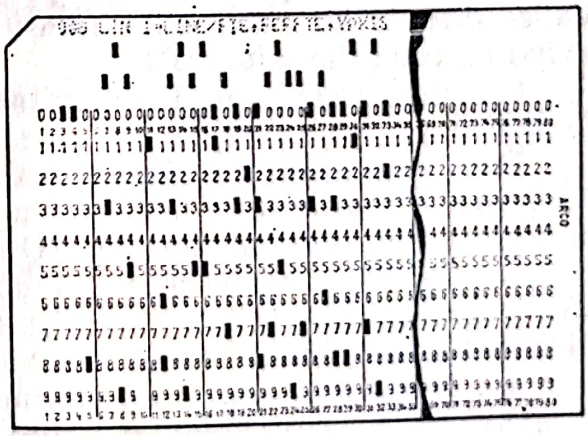


FIG. 10.28. Cartelă pentru calculator) (Program-Calculator) conținînd elementele din Fișa Program-Piesă

În partea superioară a cartelei, la perforarea literei sau cifrei codificate, apare scris în clar litera, cifra sau semnul respectiv.

Textul se codifică pe cartelă începînd din coloana 7-a, coloanele 1 ... 6 fiind rezervate pentru indicarea unor simboluri, de ex. PT 1, LIN A etc.

Limbaje neeuropene derivate din limbajul APT. Limbajul APT inițial, avînd ca scop programarea numerică a suprafețelor spațiale complexe, era la rîndul său complex și voluminos, din acest punct de vedere, însă era foarte slab în conținutul termenilor tehnologici. Justificarea este simplă: pe mașinile de copiat prin frezare se folosește o freză deget tip ca dimensiune și, ca urmare, necesitînd numai o aceeași viteză de așchiere și eventual cîteva viteze de avans.

Prin elaborarea variantelor APT I ... APT IV și ADAPT, s-a urmărit adaptarea limbajului și la alte genuri de mașini-unelte care au nevoie de mai puține informații geometrice și mai multe informații tehnologice.

În paralel cu acțiunea APT, producătorii de aparataj electronic, pe de-o parte, și cei de mașini unelte, pe de altă parte, au adus modificări limbajului APT, care a căpătat diferite denumiri.

Dintre cele care sînt mai mult răspîndite se pot cita:

AUTOSPOT	— Automatic System for Positioning Tools (IBM cu Kearny and Trecker Milwaukee-Matic).
ADAPT	— ADaptation of APT cerut de Air Material Command.
AUTOPROPS	— AUTOmatic PROgram for Positioning System (IBM cu Pratt and Whitney)
AUTOMAP	— AUTOMAtic Program (IBM)
AUTOPROMT	— AUTOmatic PROgraMed Tools
FANUC	— Fujitsu Automaticaly NUmeric Control (Fujitsu-Japonia)

Există și alte limbaje, dar acestea sînt fie cu destinații speciale fie pe cale de dispariție.

Limbaje europene pentru programarea numerică a mașinilor-unelte. Cauze diferite au determinat folosirea în Europa apuseană a unor limbaje avînd ca bază limbajul APT.

Cel mai extins actualmente se pare a fi limbajul EXAPT, elaborat în R.F.G.

După cum s-a arătat, inițial limbajul APT a fost elaborat din necesitatea programării numerice a mașinilor-unelte de copiat, folosind pentru calcule un calculator numeric obișnuit. Din aceste cauze, limbajul APT permite programarea unor curbe foarte complicate, dar este limitat la programarea unor tehnologii foarte simple, caracteristice mașinilor de copiat: sculă unică ca formă și dimensiuni, viteze de așchiere și de avans într-un domeniu foarte restrîns. Din aceste cauze, au apărut ulterior limbajele APT II, III, IV ca și ADAPT.

În elaborarea EXAPT-ului, s-a luat în considerare aceste lipsuri ale limbajului inițial APT și s-a dezvoltat progresiv partea de tehnologie a sa.

Scanned with OKEN Scanner

Astfel EXAPT I a fost creat pentru mașinile de găurit, EXAPT II pentru strunguri, iar EXAPT III, pentru mașinile de frezat și copiat prin frezare în 2 1/2 coordonate. Vocabularul EXAPT-ului este identic cu cel al APTului. În ceea ce privește partea tehnologică, EXAPT-ul permite automatizarea calculelor privind de exemplu ordinea fazelor de prelucrare, alegerea sculelor corespunzătoare, a vitezelor de așchiere și de avans etc.

Fig. 10.29 reprezintă organigrama prin care se examinează condițiile inițiale și se deduce ciclul de filetare cu tarodul, luînd în considerare trei posibilități: gaura există din turnare (CORED), gaura este eboșată (SEMI) și cazul în care nu există gaura (UNMACH).

Post Procesorul EXAPT este dotat cu un fișier de scule și un fișier de materiale, ultimul pentru determinarea vitezelor de așchiere de avans, a răcirii etc.

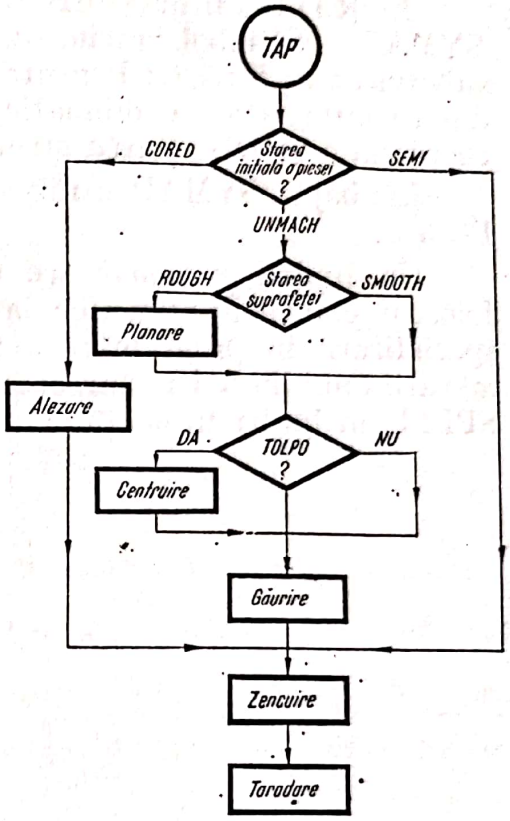


FIG. 10.29. Organigrama pentru ciclul de filetare

În Franța, Compagnie Internationale pour I'Informatique a elaborat limbajul IFAPT bazat tot pe APT, în trei versiuni: IFAPT-P pentru comanda punct cu punct, IFAPT-C pentru comanda pe 2 1/2 axe și IFAPT-PC o combinație a precedentelor.

IFAPT se deosebește de EXAPT printr-o automatizare a calculelor tehnologice mai moderată, el fiind creat pentru întreprinderile de mărime medie și folosirea unor calculatoare mai mici (deci mai ușor de procurat).

Alte limbaje europene, cu utilizare mai restrînsă, sînt: PAGET elaborat de firma italiană Olivetti și 2 CL elaborat de National Engineering Laboratory din Anglia. Tot în Anglia se utilizează limbajul PROFILEDATA al firmei Ferranti.

În Franța, firma franco-americană Sunstrand utilizează limbajul SPLIT (Sunstrand Procesing Language Internally Translated), care, după cum rezultă din denumire, este un limbaj american al firmei respective, adaptat limbii franceze.

În țările socialiste, se poate cita sistemul de programare AUTOPROG elaborat de VUOSO-Praga, care utilizează programarea pe blocuri de format fix, nefiind un limbaj propriu-zis.

Scanned with OKEN Scanner

În R.D.G., firma VEB Karl Zeiss Jena a dirijat elaborarea limbajului SYMAP — SYmbolsprache zur MAschinellen Programmierung, care poate fi subdivizat în 5 părți: P pentru comanda punct cu punct, S pentru frezarea după contur, PS o combinație a precedentelor, B pentru comanda pe 2 1/2 coordonate și DB pentru strunguri.

Limbajul SYMAP utilizează un vocabular german, codul folosit fiind PC 8 C.

Un limbaj național are o deosebită importanță pentru posibilitatea folosirii comenzii numerice la mașinile-unelte, deoarece permite obținerea specializării în programare a tehnicienilor mult mai repede decît în cazul folosirii unui limbaj străin, ceea ce explică dece Sunstrand a elaborat limbajul SPLIT, în limba franceză.

Scanned with OKEN Scanner

BIBLIOGRAFIE

1. *Acerkan, N. S.* **Calculul și construcția mașinilor-unelte** (trad. din l. rusă). București, Editura tehnică, 1955.
2. *Albu, A.* **Metodă pentru determinarea preciziei strungurilor automate monobroșe cu cap revolver.** În: Lucrări științifice, Institutul politehnic Cluj, 1960.
3. *Armstrong, W. H.*, **Machine Tools for Metal Cutting.** New York, McGraw Hill, 1957.
4. *Arnold, R. R. Hill, H. C., Nichols, A. V.* **Inițiere în prelucrarea datelor.** București, Editura tehnică, 1969.
5. *Assmus, M.* **Einsatz pneumatischer Bauelemente în numerischen Werkzeugmaschinen-Steuerungen.** Industrie Anzeiger, Nr. 35, 1969.
6. *Bakonyi, C.* **Lucrări cu diferite sisteme de capete divizoare.** Timișoara, Lito. Pregler, 1945.
7. *Beloiu, M.* **Funcțiile evolventei.** București, Editura tehnică, 1966.
8. *Botez, E.* **Filetarea pe strung.** București, Editura de stat, 1946.
9. *Botez, E.* **Angrenaje.** București, Editura de stat, 1947.
10. *Botez, E.* **Standardizarea sculelor și mașinilor-unelte în industria metalurgică.** În: Metalurgia, nr. 1, 1951.
11. *Botez, E.* **Angrenaje.** Elemente de calcul și proiectare. București, Editura tehnică, 1951 și 1953.
12. *Botez, E., Istrat, C.* **Recepția mașinilor-unelte.** București, Editura tehnică, 1953.
13. *Botez, E.* **Acționarea hidraulică a mașinilor-unelte.** București, Editura tehnică, 1955.
14. *Botez, E.* **Determinarea roților dințate pentru obținerea unui anumit raport de transmitere.** În: Metalurgia și construcția de mașini, nr. 9, 1955.
15. *Botez, E.* **Angrenaje. Calcul, proiectare.** București, Editura tehnică, 1956.
16. *Botez, E.* **Fogaskeré khajtások.** București, Editura tehnică, 1957.
17. *Botez, E.* **Divizarea rectilinie.** În: Metalurgia și construcția de mașini, nr. 2, 1957.
18. *Botez, E.* **Avansul.** În: Metalurgia și construcția de mașini, nr. 11, 1958.
19. *Botez, E.* **Capete divizoare.** București, Editura tehnică, 1959.
20. *Botez, E.* **Delitel glavi.** Sofia, Izdatelstvo Tehnika, 1961.
21. *Botez, E.* **Cinematica mașinilor-unelte.** București, Editura tehnică, 1961.
22. *Botez, E.* **Angrenaje. Mașini de prelucrat.** București, Editura tehnică, 1962.
23. *Botez, E.* **Unele precizări privind noțiunea de avans și de viteză de avans.** În: Construcția de mașini, nr. 5, 1965.
24. *Botez, E.* **Bazele generării suprafețelor pe mașinile-unelte.** București, Editura tehnică, 1966.
25. *Botez, E.* **Contribuții la teoria cinematicii mașinilor-unelte** (teză de doctorat, Institutul politehnic din București), 1968.
26. *Botez, E.* **Mașini-unelte-Cinematica.** București, Editura tehnică, 1969.
27. *Botez, E.* **Mașini-unelte-Automatica.** București, Editura tehnică, 1972.
28. *Botez, E., Moraru, V., Ispas, C.* **Mașini-unelte-Organologie.** București, Editura tehnică, 1973.
29. *Botez, E., Dorin, Al.*, **Tehnologia programării numerice a mașinilor-unelte.** București, Editura tehnică, 1974.
30. *Bovsunovski, Ia., Svecinikov, I. V.* **Mecanizarea și automatizarea operațiilor de control în construcția de mașini.** București, Editura tehnică, 1963.
31. *Browe, I. W.* **The theory of machine tools. London, Cassells,** 1965.
32. *Caşler, G.* **Mașini-unelte.** Iași, Editura Institutului Politehnic, 1969.
33. *Crișan, S.* **Mașini-unelte.** Vol. I. București, Editura tehnică, 1959.
34. *Crișan, S., Stănescu, I., Killman, V., Vaida, A., Băcioiu, I.* **Mașini-unelte.** Vol. II București Editura didactică și pedagogică, 1963.
35. *Diaconescu, I., Pop, S., Corodeanu, I.* **Mașini-unelte.** Vol. I. București, Editura transporturi și telecomunicații, 1959.

Scanned with OKEN Scanner

36. *Diaconescu, I., Sîrbu, Gh., Voicu, O.* **Maşini-unelte,** Vol. II. Bucureşti, Editura transporturi şi telecomunicaţii, 1959.
37. *Diaconescu, I., Pop, S., Sonea, I., Voicu, O., Apostoleanu, I.* **Maşini-unelte.** Vol. III. Bucureşti, Editura transporturi şi telecomunicaţii, 1962.
38. *Diaconescu, I., Cozin, H., Şerbănescu, S., Georgescu, I.* **Maşini-unelte.** Vol. IV. Bucureşti, Editura transporturi şi telecomunicaţii, 1962.
39. *Diaconescu, I., Stănescu, I., Sîrbu, G., Călin, V., Mazilu, I.* **Maşini-unelte.** Vol. V. Bucureşti, Editura transporturi şi telecomunicaţii, 1962.
40. 40. *Diaconescu, I., Sîrbu, G., Corodeanu, I., Mirea, A.* **Maşini-unelte.** Vol. VI. Bucureşti, Editura transporturi şi telecomunicaţii, 1962.
41. *Dodon, E.* **Determinarea prin aşchiere a rigidităţii de frezat orizontale cu consolă.** În: Construcţia de maşini, nr. 2, 1968.
42. *Duca, Z.* **Aşchierea metalelor,** Vol. I şi II. Bucureşti, Tipografia învăţămîntului, 1956 şi 1957.
43. *Duca. Z.* **Contribuţii la metoda de calcul a regimurilor optime de aşchiere.** În: Buletinul Institutului politehnic din Bucureşti. Vol. XIX, Fasc. 1—2, 1957.
44. *Duca, Z.* **Analiza unghiurilor active ale tăişului în procesul de aşchiere.** În: Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 11, 1961.
45. *Duca, Z.* **Soluţia analitică a geometriei sculelor profilate.** În: Construcţia de maşini, nr. 1, 1963.
46. *Duca, Z.* **Teoria sculelor aşchietoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1967.
47. *Duca, Z.* **Contribuţii la calculul geometriei frezelor frontale cu cuţite.** În: Construcţia de maşini, nr. 4, 1967.
48. *Dürr, A., Wachter, O.* **Hydraulische Antriebe.** München, C. Hanser, 1954.
49. *Fedotenok, A. A.* **Kinematiceskie sviazi v metallorejuscih stankov** Moscova, Maşghiz, 1960.
50. *Fischer, W.* **Die Werkzeugmaschinen,** Berlin, 1905.
51. *Gabriel, J. B. S.* **Developement of the Machine Tool** in the Time Survey of M.T. Industry, 1949.
52. *Galassini A.* **Macchine utensili.** Milano, Ulrico Hoepli, 1942.
53. *Golovin, G. M.* **Kurs lekţii po kinematike stankov.** Moscova, Izdanii MVUTU, Bauman, 1946.
54. *Granovski, G. I.* **Kinematika rezaniia.** Moscova, Maşghiz, 1948.
55. *Harizomenov, I. V.* **Elektriceskoe oborudovanie metallorejuşcih stankov.** Moscova, Maşghiz, 1958.
56. *Hine, R. C.* **Machine Tools for Engineers.** New York, McGraw Hill, 1959.
57. *Hülle, F. W.* **Die Werkzeugmaschinen.** Berlin, Springer, 1923.
58. *Irhaşiu, V. I.* **Cuţite pentru maşini-unelte.** Bucureşti, Editura de stat, 1949.
59. *Kazinczy, L.* **Femforgacsolo Szerszamgepek.** Budapest, 1967.
60. *Keck, K. F.* **Zahnrad praxis.** München, R. Oldenburg, 1958.
61. *Kedrinskii, V. N., Pismanik, K. M.* **Stanki dlia narezania koniceskih zubciatîh koles.** Moscova, Maşghiz, 1958.
62. *Keller, C., Perdenia, I.* **Obrabiarki do metali.** Krakovia, PWN, 1957.
63. *Killmann, V., Ionuţ, V.* **Rectificarea rapidă şi condiţiile de aplicare în industria constructoare de maşini.** În: Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 4, 1961.
64. *Knappe, G.* **Wechselräderberechnung.** Berlin, Springer, 1940.
65. *Kokicev, V. N., Ptiţîn, G. A.* **Zuborezniie stanki.** Moscova, Maşghiz, 1954.
66. *Königsberg, F.* **Design Principles of Metal Cutting Machine Tools.** Oxford, Pergamon Press, 1964.
67. *Lăzărescu, I. D.* **Teoria metalelor.** Cluj, Litografia Institului de mecanică, 1953.
68. *Lăzărescu, I. D.* **Calculul şi construcţia sculelor.** Cluj, Litografia Institutului de mecanică, 1953.
69. *Lăzărescu, I. D.* **Influenţa parametrilor geometrici asupra profilului sculelor aşchietoare** În: Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 4, 1958.

Scanned with OKEN Scanner

70. *Lăzărescu, I. D., Bogdan, A.* **Contribuții în legătură cu geometria cuțitelor pentru prelucrarea danturii roților conice cu dinți în arc de cerc.** În: Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 3, 1959.
71. *Lăzărescu, I. D.* **Calculul și construcția sculelor așchietoare.** București, Editura tehnică 1961 și 1962.
72. *Lăzărescu, I. D.* **Teoria așchierii și proiectarea sculelor.** București, Editura didactică și pedagogică, 1964.
73. *Lăzărescu, I. D.* **Asupra posibilității de abstractizare a sculelor așchietoare.** În: Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1968.
74. *Lichtwiz, O.* **Change Wheel Gearing.** În: The Engineers'Digest, nr. 1—6, 1950.
75. *Lichtwiz, O.* **Wechselräderberchnung.** München, C. Hanser, 1955.
76. *Manolescu, N., Maroș, D.* **Teoria mecanismelor și a mașinilor.** București, Editura tehnică 1958.
77. *Manoliu, R. Vulpe, C., Moțoiu, R., Oanță, G., Bahrim, L.* **Mașini agregate și linii automate.** București, Editura tehnică, 1965.
78. *Maroș, D.* **Cinematica roților dințate.** București, Editura tehnică, 1958.
79. *Maroș, D., Killmann, V., Rohonyi, V.* **Angrenaje melcate.** București, Editura tehnică, 1966.
80. *Mayer, E.* **Wechselräderberechnung.** Berlin, Springer, 1950.
81. *Merritt, H. E.* **Gears.** Londra, Pittmann, 1946.
82. *Metral, R. A.* **La machine-outil.** Paris, Dunod, 1953.
83. *Opitz, H., Spur, G., Simion, W., Stute, G.* EXAPT 3, Berlin, R.F.G., 1968.
84. *Opitz, H.* **Sistemul de programare EXAPT pentru programarea mecanică a mașinilor-unelte cu comandă numerică.** Industrie Anzeiger, Nr. 15, R.F.G., 1967.
85. *Oprean, A.* **Hidraulica mașinilor-unelte.** București, Editura didactică și pedagogică, 1968.
86. *Oprean, A., Marin, V., Moraru, V.* **Sistemele hidrostatice ale mașinilor-unelte și preselor.** București, Editura tehnică, 1965.
87. *Oprean, A., Marin, V., Dorin, A.* **Acționări hidraulice.** București, Editura tehnică, 1976.
88. *Pockrandt, W.* **Teilkopfarbeiten.** Berlin, Springer Verlag, 1943.
89. *Pötschke, H.* **Hydraulische Antriebe und Steuerungen von Werkzeugmaschinen.** O. und. P. Meinz, R.F.G., 1963.
90. *Prokes, Iosef* **Hydrostatische Antriebe mit Standardelementen.** O. und, P .Meinz. R.F.G., 1968.
91. *Rasche, H. W.* **Gear Train Design.** Virginia Poly. Institut, 1940.
92. *Rognitz, H.* **Stufengetriebe an Werkzeugmaschinen.** Berlin, Springer, 1953.
93. *Rognitz, H.* **Proiectarea formei.** București, Editura tehnică, 1958.
94. *Rossi, M.* **Macchine utensili moderne.** Milano, Ulrico Hoepli, 1955.
95. *Sandakov, M. V.* **Tabliți dlea podvora șesteren.** Moscova, Maşghiz, 1960.
96. *Sandu, Gh. I.* **Alegerea rețelei structurale optime la elaborarea cinematicii cutiilor de viteze cu mai mult de două axe.** Studii și cercetări de mecanică aplicată, Tom. 19, vol. 4. București, Editura Academiei R.S.R., 1965.
97. *Sandu, Gh. I.* **Aspecte în teoria rețelelor structurale.** Studii și cercetări de mecanică aplicată, Tom. 26, vol. 6. București, Editura Academiei R.S.R., 1967.
98. *Savliuga, N. I.* **Lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte** (trad. din l. rusă). București, Editura tehnică, 1954.
99. *Schlesinger, G.* **Die Werkzeugmaschinen.** Berlin, Springer, 1936.
100. *Schwerd, F.* **Spanende Werkzeugmaschinen.** Berlin, Springer, 1956.
101. *Simon, W.* **Conducerea numerică a mașinilor-unelte.** București, Editura tehnică, 1967.
102. *Stănescu, I.* **Tipuri de cuțite de strung cu fixare mecanică a plăcuțelor așchietoare.** În: Lucrări științifice, Institutul politehnic Brașov, vol. I, 1956.
103. *Stănescu, I.* **Durabilitatea și necesarul de scule cu plăcuțe din metal dur la prelucrările mecanice.** În: Metalurgia și construcția demașini, nr. 2, 1959.
104. *Stănescu, I., Tache, V.* **Proiectarea și construcția dispozitivelor.** București, Editura didactică și pedagogică, 1964.

Scanned with OKEN Scanner

105. *Stephan, E.* **Optimale Stufenrädergetriebe für Werkzeugmaschinen** Berlin, Springer, 1958.
106. *Tabără, V., Sandu, I., Iacobescu, I., Cosmin, D.* **Acționarea electrică a mașinilor-unelte.** București, Editura tehnică, 1968.
107. *Tache, V., Brăgaru, A.* **Dispozitive pentru mașini-unelte.** Proiectarea schemelor de orientare și fixare a semifabricatelor. București. Editura tehnică, 1976.
108. *Tagtow, G. S.* **Rapports par 4 engrenages.** Paris, Dunod, 1955.
109. *Taylor, F. W.* **On the Art of Cutting Metals.** În: ASME Trans., 1907.
110. *Time, I. A.* **Rezistența materialelor și lemnului la tăiere.** St. Petersburg, 1870.
111. *Town, H. C.* **Modern Machine Tools.** Londra, Pittman, 1951.
112. *Vaclav, Klepal.* **40 000 rapoarte de transmitere.** București, Editura tehnică, 1964.
113. *Vaida, Al., Albu, A., Botez, E., Dodon, E.* **Mașini-unelte.** București, Editura didactică și pedagogică, 1970.
114. *** **Cataloagele firmelor citate.**

Scanned with OKEN Scanner